

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

**OPTIMALNO KORIŠTENJE OTPADNE TOPLINE U  
PARNOTURBINSKOM CIKLUSU**

DOKTORSKI RAD

Mislav Čehil

Zagreb, 2010.



UNIVERSITY OF ZAGREB  
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING AND NAVAL ARCHITECTURE

**OPTIMAL WASTE HEAT UTILIZATION IN THE  
BOTTOM STEAM-WATER CYCLE**

DOCTORAL THESIS

Mislav Čehil

Zagreb, 2010.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

**OPTIMALNO KORIŠTENJE OTPADNE TOPLINE U  
PARNOTURBINSKOM CIKLUSU**

DOKTORSKI RAD

Mentor:

prof. dr. sc. Željko Bogdan

Mislav Čehil, dipl. ing.

Zagreb, 2010.



## PODACI ZA BIBLIOGRAFSKU KARTICU

UDK:	621.181.27
Ključne riječi:	generator pare na otpadnu toplinu, parnoturbinsko postrojenje, kombinirani ciklus, pinch točka, termodinamička optimizacija, termoeekonomska optimizacija
Znanstveno područje:	Tehničke znanosti
Znanstveno polje:	Strojarstvo
Institucija u kojoj je rad izrađen:	Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb
Mentor rada:	Prof. dr. sc. Željko Bogdan
Broj stranica:	167
Broj slika:	116
Broj tablica:	7
Broj korištenih bibliografskih jedinica:	44
Datum obrane:	26. 11. 2010.
Povjerenstvo:	Doc. dr. sc. Dražen Lončar – predsjednik Prof. dr. sc. Željko Bogdan – mentor Prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec, Tehnički fakultet, Rijeka - član
Institucija u kojoj je rad pohranjen:	Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb

## ZAHVALE

Zahvaljujem mentoru prof. dr. sc. Željku Bogdanu na pruženoj prilici za izradu ovog rada kao i na korisnim savjetima tijekom izrade rada, doc. dr. sc. Draženu Lončaru na podršci u kritičnim trenucima prije izrade ovog rada te prof. dr. sc. Zmagoslavu Prelecu na korisnim savjetima i ažurnosti prilikom čitanja ovog rada. Zahvaljujem i svima ostalima koji su me oslobodili ostalih obveza kako bih mogao završiti ovaj rad.



## SADRŽAJ

<b>SAŽETAK NA HRVATSKOM JEZIKU</b>	<b>I</b>
<b>SAŽETAK NA ENGLESKOM JEZIKU</b>	<b>II</b>
<b>POPIS OZNAKA</b>	<b>III</b>
<b>POPIS KRATICA</b>	<b>VII</b>
<b>POPIS SLIKA</b>	<b>VIII</b>
<b>POPIS TABLICA</b>	<b>XII</b>
<b>1 UVOD</b>	<b>1</b>
1.1 Hipoteza	1
1.2 Kombinirani ciklus	2
1.2.1 Osvrt na Carnotov ciklus	3
1.2.2 Termodinamičke iskoristivosti ciklusa	10
1.2.3 Izvedbe generatora pare na otpadnu toplinu	14
1.3 Fizikalna svojstva vode	18
<b>2 OPTIMIRANJE GENETSKIM ALGORITMIMA</b>	<b>22</b>
2.1 Povijest evolucijskog računanja	22
2.2 Rad genetskih algoritama	23
<b>3 PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA</b>	<b>27</b>
<b>4 METODOLOGIJA</b>	<b>32</b>
4.1 Određivanje položaja pinch točke	32
4.1.1 Izlazna temperatura dimnog plina iz generatora pare	36
4.1.2 Uvođenje dodatnih krugova pare	39
4.1.3 Položaj pinch točke	39
4.2 Matematički model	46
4.2.1 Fizikalne osnove	46
4.2.2 Rješavanje sustava jednačbi izmjenjivača	49
4.2.3 Matematički model parnoturbinskog ciklusa	51
4.2.4 Gorivo i entalpija dimnih plinova	53
4.3 Algoritam proračuna parnoturbinskog ciklusa	55

<b>5</b>	<b>REZULTATI OPTIMIZACIJE</b>	<b>59</b>
<b>5.1</b>	<b>Rezultati termodinamičke optimizacije</b>	<b>59</b>
5.1.1	Rezultati za generator pare na otpadnu toplinu s jednim krugom pare bez međupregrijanja	60
5.1.2	Rezultati za generator pare na otpadnu toplinu s jednim krugom pare s međupregrijanjem	62
5.1.3	Rezultati za generator pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare bez međupregrijanja	66
5.1.4	Rezultati za generator pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem	70
5.1.5	Rezultati za generator pare na otpadnu toplinu s tri kruga pare bez međupregrijanja	75
5.1.6	Rezultati za generator pare na otpadnu toplinu s tri kruga pare i međupregrijanjem	79
<b>5.2</b>	<b>Rezultati eksergetske optimizacije</b>	<b>83</b>
5.2.1	Smanjenje eksergijskih gubitaka u generatoru pare na otpadnu toplinu	83
5.2.2	Smanjenje eksergijskih gubitaka parnoturbinskog postrojenja	87
<b>5.3</b>	<b>Rezultati eksergoekonomske optimizacije</b>	<b>89</b>
5.3.1	Rezultati eksergoekonomske optimizacije za postrojenje s jednim krugom pare bez međupregrijanja	93
5.3.2	Rezultati eksergoekonomske optimizacije za postrojenje s jednim krugom pare i međupregrijanjem	96
5.3.3	Rezultati eksergoekonomske optimizacije za postrojenje s dva kruga pare bez međupregrijanja	99
5.3.4	Rezultati eksergoekonomske optimizacije za postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem	102
5.3.5	Rezultati eksergoekonomske optimizacije za postrojenje s tri kruga pare bez međupregrijanja	104
5.3.6	Rezultati eksergoekonomske optimizacije za postrojenje s tri kruga pare i međupregrijanjem	106
5.3.7	Optimalne konfiguracije generatora pare na otpadnu toplinu	110
5.3.8	Usporedba konfiguracija generatora pare	117
5.3.9	Povećanje cijene investicijskog troška	124
<b>6</b>	<b>ANALIZA REZULTATA</b>	<b>134</b>
<b>7</b>	<b>ZNANSTVENI DOPRINOS</b>	<b>139</b>
<b>8</b>	<b>ZAKLJUČAK</b>	<b>140</b>
<b>9</b>	<b>POPIS LITERATURE</b>	<b>141</b>
<b>10</b>	<b>PRILOG</b>	<b>146</b>
	<b>ŽIVOTOPIS AUTORA</b>	<b>167</b>
	<b>CURRICULUM VITAE</b>	<b>167</b>

## SAŽETAK NA HRVATSKOM JEZIKU

U radu je napravljen termodinamički model parnoturbinskog postrojenja koje se nalazi unutar kombiniranog postrojenja za proizvodnju električne energije. Kako bi se pronašao optimalan raspored izmjenjivačkih površina unutar generatora pare na otpadnu toplinu s više krugova pare, napravljena je mreža izmjenjivača topline unutar koje je svaki krug pare ili međupregrijač predstavljen s jednim stupcem u matrici izmjenjivača. Na taj način omogućen je proizvoljan raspored izmjenjivačkih površina unutar generatora pare s više krugova pare i s međupregrijanjem. Optimizacijska rutina određuje entalpijske priraste unutar svakog izmjenjivača te tlakove i masene protoke unutar svakog kruga pare. Funkciju cilja predstavlja maksimalan termodinamički stupanj iskoristivosti u slučaju termodinamičke optimizacije, a u slučaju termoekonomske optimizacije funkciju cilja čine minimalni termoekonomske gubici unutar parnoturbinskog ciklusa. Korišteni su genetski algoritmi kao robusna metoda traženja ekstrema funkcije cilja. U odnosu na dosadašnje radove u dostupnoj znanstvenoj literaturi, pokazano je kako postoje bolje konfiguracije generatora pare na otpadnu toplinu, uglavnom u obliku paralelnog smještaja izmjenjivača različitih krugova pare ili međupregrijača. Termodinamički i termoekonomske najbolje postrojenje je postrojenje s tri kruga pare i međupregrijanjem.

## SAŽETAK NA ENGLESKOM JEZIKU

In this work a thermodynamic model of a steam turbine power plant that is part of a combined cycle power plant was made. In order to find the best configuration of the heat exchangers inside the multi pressure heat recovery steam generator, heat exchangers network was made. In the heat exchangers network each pressure level of steam as well as steam superheating is presented with one separate column in the heat exchangers network. It allowed the arbitrary configuration of the heat exchangers within the multi pressure heat recovery steam generator. Optimization routine determines the enthalpy increment within each heat exchanger as well as pressure and steam mass flow for each pressure level. In the case of thermodynamic optimization, objective function is represented by the maximum thermodynamic efficiency, but in the case of thermoeconomic optimization objective function is made of minimal thermoeconomic losses in the steam turbine plant. Genetic algorithms were used as a robust method of finding an extreme of the objective function. In comparison to previous scientific research, it is shown that there are better configurations of the multi pressure heat recovery steam generator, mainly in the form of parallel position of heat exchangers of different pressure levels. Thermodynamic and thermoeconomic optimization showed that the best plant is the one with three steam pressure levels with superheating.

## POPIS OZNAKA

Oznaka	Opis oznake	Mjerna jedinica
$A$	Površina izmjenjivača topline	$\text{m}^2$
$A_{eko}$	Površina ekonomajzera	$\text{m}^2$
$A_{isp}$	Površina isparivača	$\text{m}^2$
$A_{mp}$	Površina međupregrijača	$\text{m}^2$
$A_{pr}$	Površina pregrijača pare	$\text{m}^2$
$bkp$	Broj krugova pare	-
$C_I$	Gubitak povezan s termodinamičkim nesavršenostima parnoturbinskog postrojenja	\$
$C_{I\_bezd}$	Bezdimenzijski termodinamički gubitak	-
$C_p$	Gubitak zbog investicijskog troška	\$
$C_{p\_bezd}$	Bezdimenzijski investicijski gubitak	-
$C_{uk}$	Ukupan gubitak parnoturbinskog postrojenja	\$
$C_{uk\_bezd}$	Bezdimenzijski ukupni gubitak	-
$c_p$	Srednji specifični toplinski kapacitet dimnog plina	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$c_1$	Specifičan toplinski kapacitet struje 1	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$c_2$	Specifičan toplinski kapacitet struje 2	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$c_e$	Prosječna prodajna cijena električne energije	$\text{\$/kWh}$
$D$	Životni vijek postrojenja	god
$D_v$	Vanjski promjer cijevi izmjenjivača	mm
$dA$	Diferencijal izmjenjivačke površine	$\text{m}^2$
$dQ$	Diferencijal toplinskog toka	W
$dt_m$	Srednja logaritamska razlika temperatura	$^{\circ}\text{C}$
$dt_1$	Temperaturni prirast struje 1 na $dA$	$^{\circ}\text{C}$
$dt_2$	Temperaturni prirast struje 2 na $dA$	$^{\circ}\text{C}$

$E$	Eksergija	W
$E_{dp\_iz}$	Eksergija dimnog plina na izlazu iz generatora pare	W
$E_{dp\_ul}$	Eksergija dimnog plina na ulazu u generator pare	W
$E_{kond\_iz}$	Eksergija rashladnog sredstva na izlazu iz kondenzatora	W
$E_{kond\_ul}$	Eksergija rashladnog sredstva na ulazu u kondenzator	W
$E_{tg}$	Eksergija toplinskih gubitaka generatora pare zbog povišene temperature vanjskih stijenki generatora pare	W
$H$	Godišnji broj radnih sati postrojenja pri punom opterećenju	h/god
$H_d$	Donja ogrjevna vrijednost goriva	J/kg
$h$	Entalpija	J/kg
$h_{FG}$	Entalpija dimnog plina na ulazu u generator pare	J/kg
$h_0$	Entalpija pri okolišnjem stanju	J/kg
$h_{1iz}$	Entalpija struje 1 na izlazu iz izmjenjivača	J/kg
$h_{1ul}$	Entalpija struje 1 na ulazu u izmjenjivač	J/kg
$h_{2iz}$	Entalpija struje 2 na izlazu iz izmjenjivača	J/kg
$h_{2ul}$	Entalpija struje 2 na ulazu u izmjenjivač	J/kg
$I$	Eksergijski gubitak	W
$K_{eko}$	Koeficijent prolaza topline u ekonomajzeru	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$K_{isp}$	Koeficijent prolaza topline u isparivaču	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$K_{mp}$	Koeficijent prolaza topline u međupregrijaču	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$K_{pr}$	Koeficijent prolaza topline u pregrijaču	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$k$	Koeficijent prolaza topline	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$k_{eko}$	Specifična cijena ekonomajzera	\$/m <sup>2</sup>
$k_{isp}$	Specifična cijena isparivača	\$/m <sup>2</sup>
$k_{mp}$	Specifična cijena međupregrijača	\$/m <sup>2</sup>
$k_{pr}$	Specifična cijena pregrijača	\$/m <sup>2</sup>
$m$	Maseni protok	kg/s

$m_F$	Maseni protok goriva	kg/s
$m_{FG}$	Maseni protok dimnog plina	kg/s
$m_1$	Maseni protok struje 1	kg/s
$m_2$	Maseni protok struje 2	kg/s
$npizm$	Broj stupaca u mreži izmjenjivača	-
$nsizm$	Broj redaka u mreži izmjenjivača	-
$nvars$	Broj nezavisnih varijabli	-
$P_{GT}$	Korisna snaga plinskoturbinskog postrojenja	W
$P_{ST}$	Korisna snaga parnoturbinskog postrojenja	W
$P_p$	Snaga pumpi u parnoturbinskom postrojenju	W
$P_t$	Snaga turbine u parnoturbinskom postrojenju	W
$p$	Tlak	bar
$p_0$	Okolišnji tlak	bar
$Q$	Toplinski tok u izmjenjivaču	W
$Q_{dovedeno}$	Dovedeni toplinski tok u Carnotovom ciklusu	W
$Q_1$	Dovedeni toplinski tok u Braytonovom ciklusu	W
$Q_2$	Odvedeni toplinski tok u Braytonovom ciklusu	W
$R$	Opća plinska konstanta	J/(mol·K)
$s$	entropija	J/(kg·K)
$s_{st}$	Debljina stijenke cijevi	mm
$s_0$	Entropija pri stanju okoliša	J/(kg·K)
$T_C$	Termodinamička temperatura rashladnog spremnika	K
$T_H$	Termodinamička temperatura ogrjevnog spremnika	K
$T_0$	Termodinamička temperatura okoliša	K
$t_1$	Temperatura struje 1	°C
$t_{1iz}$	Temperatura struje 1 na izlazu iz izmjenjivača	°C
$t_{1ul}$	Temperatura struje 1 na ulazu u izmjenjivač	°C
$t_2$	Temperatura struje 2	°C

$t_{2iz}$	Temperatura struje 2 na izlazu iz izmjenjivača	°C
$t_{2ul}$	Temperatura struje 2 na ulazu u izmjenjivač	°C
$W_{dobiveno}$	Dobivena mehanička snaga u Carnotovom ciklusu	W
$W_1$	Potrebna mehanička snaga za pogon kompresora u Braytonovom ciklusu	W
$W_2$	Mehanička snaga turbine u Braytonovom ciklusu	W
$\Delta t_1$	Temperaturna razlika između dviju struja na jednom kraju izmjenjivača	°C
$\Delta t_2$	Temperaturna razlika između dviju struja na drugom kraju izmjenjivača	°C
$\eta_{Carnot}$	Termodinamička iskoristivost Carnotovog ciklusa	-
$\eta_{CC}$	Termodinamička iskoristivost kombiniranog ciklusa	-
$\eta_{E_r}$	Realna eksergetska iskoristivost	-
$\eta_{GC}$	Termodinamička iskoristivost plinskoturbinskog ciklusa	-
$\eta_{SC}$	Termodinamička iskoristivost parnoturbinskog ciklusa	-
$\eta_{postr}$	Termodinamička iskoristivost parnoturbinskog ciklusa	-
$\sum E_{iz}$	Zbroj eksergetskih tokova na izlazu iz sustava	W
$\sum E_{ul}$	Zbroj eksergetskih tokova na ulazu u sustav	W
$\sum E_{w_{iz}}$	Zbroj eksergetskih tokova pare na izlazu iz generatora pare	W
$\sum E_{w_{ul}}$	Zbroj eksergetskih tokova vode na ulazu u generator pare	W
$\sum E_{w_{ul}}$	Zbroj eksergetskih tokova vode na ulazu u generator pare	W
$\sum W$	Ukupna mehanička snaga koju daje sustav	W
$\sigma_s$	Najveće naprezanje u stijenci ravne cijevi	N/mm <sup>2</sup>



## POPIS KRATICA

Kratika	Opis
d.p.	Dimni plin
dltT	Razlika temperature dimnog plina na ulazu u generator pare i temperature svježe pare
EKO	Ekonomajzer
ISP	Isparivač
MP	Međupregrijač
NT	Niski tlak
PR	Pregrijač
ST	Srednji tlak
VT	Visoki tlak
1K	Postrojenje s jednim krugom pare bez međupregrijanja
1K_MP	Postrojenje s jednim krugom pare i međupregrijanjem
2K	Postrojenje s dva kruga pare bez međupregrijanja
2K_MP	Postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem
3K	Postrojenje s tri kruga pare bez međupregrijanja
3K_MP	Postrojenje s tri kruga pare i međupregrijanjem

## POPIS SLIKA

1.1. Carnotov ciklus u T-s dijagramu -----	3
1.2. Carnotov ciklus s vodom kao radnom tvari [30] -----	4
1.3. Termodinamička iskoristivost Carnotovog procesa -----	6
1.4. Usporedba najviših i ostvarenih termodinamičkih iskoristivosti-----	7
1.5. Braytonov ciklus -----	10
1.6. T-s dijagram idealnog i stvarnog Braytonovog ciklusa -----	11
1.7. Otvoreni Braytonov proces -----	12
1.8. Ovisnost izlaznih temperatura o tlaku kompresora u Braytonovom procesu -----	12
1.9. Shematski prikaz horizontalnog tipa generatora pare na otpadnu toplinu s prikazom sastavnih dijelova -----	14
1.10. Prikaz isparivača s bubnjem i pregrijača u horizontalnom tipu generatora pare na otpadnu toplinu -----	15
1.11. Shematski prikaz vertikalnog tipa generatora pare na otpadnu toplinu -----	15
1.12. Vertikalni tip generatora pare na otpadnu toplinu u izgradnji -----	16
1.13. Uskladištene modularno napravljene izmjenjivačke površine -----	16
1.14. Modularni horizontalni generator pare na otpadnu toplinu-----	17
1.15. Razlika gustoće vrela kapljevine i suhozasićene pare u ovisnosti o tlaku-----	19
1.16. Ovisnost latentne topline isparavanja o tlaku -----	19
1.17. Ovisnost latentne topline isparavanja o temperaturi isparavanja -----	19
1.18. Ovisnost temperature isparavanja o tlaku-----	20
1.19. Ovisnost entalpije vode o temperaturi pri različitim tlakovima-----	21
1.20. Ovisnost pretpostavljene temperature isparavanja pri tlakovima većim od kritičnog -----	21
2.1. Primjer raznolikosti populacija za funkciju s dvije varijable -----	26
3.1. Kombinirani ciklus s tri razine tlaka -----	30
4.1. T-Q dijagram elementarnog generatora pare na otpadnu toplinu -----	32
4.2. T-Q dijagram generatora pare na otpadnu toplinu s velikim protokom vode-----	33
4.3. T-Q dijagram generatora pare na otpadnu toplinu s malim protokom vode-----	34
4.4. T-Q dijagram generatora pare na otpadnu toplinu s beskonačnom površinom isparivača i ekonomajzera-----	34
4.5. T-Q dijagram idealnog elementarnog generatora pare s minimalnim temperaturnim razlikama između primara i sekundara.-----	35
4.6. Trodimenzijski prikaz Slike 10.1. -----	37
4.7. Trodimenzijski prikaz Slike 10.1 iz drugog kuta-----	37
4.8. Trodimenzijski prikaz Slike 10.10. -----	38
4.9. Relativna pogreška pri računanju najvećeg masenog protoka u generatoru pare na otpadnu toplinu za razliku temperatura između medija na ulazu u generator pare od 40 °C-----	41
4.10. Relativna pogreška pri računanju najvećeg masenog protoka u generatoru pare na otpadnu toplinu za razliku temperatura između medija na ulazu u generator pare od 100 °C -----	41
4.11. Najveći stvarno moguć protok pare u jednostavnom generatoru pare na otpadnu toplinu-----	42

4.12. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu pinch točke za razliku temperatura između medija na ulazu u generator pare od 0 °C -----	44
4.13. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu pinch točke za razliku temperatura između medija na ulazu u generator pare od 80 °C -----	44
4.14. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu pinch točke za razliku temperatura između medija na ulazu u generator pare od 150 °C -----	45
4.15. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu pinch točke za razliku temperatura između medija na ulazu u generator pare od 300 °C -----	45
4.16. Protusmjerni izmjenjivač -----	47
4.17. Shematski prikaz parnoturbinskog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem korištenog pri izradi matematičkog modela za optimiranje -----	52
4.18. Ovisnost entalpije o temperaturi dimnog plina -----	54
4.19. Ovisnost specifičnog toplinskog kapaciteta o temperaturi dimnog plina -----	54
5.1. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s jednim krugom pare bez međupregrijanja -----	60
5.2. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s jednim krugom pare bez međupregrijanja -----	62
5.3. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s jednim krugom pare i međupregrijanjem -----	63
5.4. T-Q dijagram postrojenja s jednim krugom pare i međupregrijanjem -----	66
5.5. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja -----	67
5.6. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja -----	68
5.7. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja i bez paralelnog smještaja izmjenjivača u području isparivača -----	70
5.8. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem – Slučaj 1. -----	73
5.9. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem – Slučaj 1. -----	73
5.10. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem – Slučaj 2. -----	74
5.11. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem – Slučaj 2. -----	74
5.12. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s tri kruga pare bez međupregrijanja -----	78
5.13. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s tri kruga pare bez međupregrijanja -----	78
5.14. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem -----	80
5.15. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem -----	80

5.16. T-s dijagram postrojenja s jednim krugom pare i minimalnim eksergijskim gubicima unutar generatora pare na otpadnu toplinu -----	86
5.17. T-Q dijagram postrojenja s jednim krugom pare i minimalnim eksergijskim gubicima unutar generatora pare na otpadnu toplinu -----	86
5.18. Omjer specifičnih masa i specifične mase u referentnom slučaju u ovisnosti o porastu tlaka -----	91
5.19. Omjer specifičnih cijena izmjenjivačkih površina i specifičnih cijena izmjenjivačkih površina u referentnom slučaju s obzirom na promjenu tlaka -----	92
5.20. T-s dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s jednim krugom pare bez međupregrijanja -----	94
5.21. T-Q dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s jednim krugom pare bez međupregrijanja -----	95
5.22. Prikaz pareto optimizacije za postrojenje s jednim krugom pare bez međupregrijanja -----	95
5.23. T-s dijagram približno optimalnog rješenja postrojenja s jednim krugom pare i međupregrijanjem -----	97
5.24. T-Q dijagram približno optimalnog rješenja postrojenja s jednim krugom pare i međupregrijanjem -----	97
5.25. Prikaz pareto fronte približno optimalnog rješenja postrojenja s jednim krugom pare i međupregrijanjem -----	98
5.26. T-s dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja -----	100
5.27. T-Q dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja -----	101
5.28. Prikaz pareto fronte eksergoekonomski optimiranog postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja -----	101
5.29. T-s dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem -----	102
5.30. T-Q dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem -----	103
5.31. Prikaz pareto fronte eksergoekonomski optimiranog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem -----	104
5.32. T-s dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s tri kruga pare bez međupregrijanja -----	105
5.33. T-Q dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s tri kruga pare bez međupregrijanja -----	105
5.34. Prikaz pareto fronte eksergoekonomski optimiranog postrojenja s tri kruga pare bez međupregrijanja -----	106
5.35. T-s dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem -----	107
5.36. T-Q dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem -----	108
5.37. Prikaz pareto fronte eksergoekonomski optimiranog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem -----	108
5.38. Eksergoekonomski optimalna konfiguracija generatora pare na otpadnu toplinu s jednim krugom pare bez međupregrijanja i s međupregrijanjem -----	113

5.39. Eksergoekonomski optimalna konfiguracija generatora pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare bez međupregrijanja i s međupregrijanjem-----	114
5.40. Eksergoekonomski optimalna konfiguracija generatora pare na otpadnu toplinu s tri kruga pare bez međupregrijanja i s međupregrijanjem-----	115
5.41. Termodinamički optimalna konfiguracija generatora pare na otpadnu toplinu s tri kruga pare bez međupregrijanja i s međupregrijanjem-----	117
5.42. Termoeekonomski optimalne konfiguracije generatora pare na otpadnu toplinu s dva i tri kruga pare s međupregrijanjem prema [16] -----	118
5.43. Termoeekonomski optimalna konfiguracija generatora pare na otpadnu toplinu s tri kruga pare s međupregrijanjem prema [15]-----	119
5.44. Poboljšana termoeekonomski optimalna konfiguracija generatora pare -----	120
5.45. T-s dijagram termoeekonomski optimalnog postrojenja prema [15] -----	121
5.46. T-s dijagram termoeekonomski poboljšanog postrojenja -----	122
5.47. T-Q dijagram termoeekonomski optimalnog postrojenja prema [15] -----	123
5.48. T-Q dijagram termoeekonomski poboljšanog postrojenja -----	123
5.49. Pareto dijagram termoeekonomski poboljšanog postrojenja -----	124
5.50. Iznos funkcije cilja termoeekonomski optimalnih postrojenja -----	125
5.51. Struktura funkcije cilja u termoeekonomskoj optimizaciji -----	125
5.52. Ovisnost bezdimenzijskih gubitaka o specifičnoj cijeni izmjenjivačkih površina kod 3K_MP postrojenja-----	129
5.53. Ukupne izmjenjivačke površine u ovisnosti o promjeni $f_m$ -----	129
5.54. Struktura funkcije cilja u ovisnosti o $f_m$ kod 3K_MP postrojenja -----	131
10.1. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 0 °C -----	147
10.2. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 20 °C-----	148
10.3. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 40 °C-----	149
10.4. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 60 °C-----	150
10.5. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 80 °C-----	151
10.6. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 100 °C -----	152
10.7. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 150 °C -----	153
10.8. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 200 °C -----	154

10.9. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 250 °C -----	155
10.10. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 300 °C -----	156
10.11. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 0 °C -----	157
10.12. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 20 °C -----	158
10.13. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 40 °C -----	159
10.14. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 60 °C -----	160
10.15. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 80 °C -----	161
10.16. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 100 °C -----	162
10.17. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 150 °C -----	163
10.18. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 200 °C -----	164
10.19. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 250 °C -----	165
10.20. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 300 °C -----	166

## POPIS TABLICA

4-1. Molarni sastav plinovitog goriva-----	53
5-1 Rezultati termodinamičke optimizacije svih tipova postrojenja -----	82
5-2. Rezultati eksergoekonomske optimizacije svih postrojenja -----	109
5-3. Površine izmjenjivačkih površina u eksergoekonomskoj optimizaciji -----	110
5-4. Usporedni podaci za originalno i poboljšano eksergoekonomski optimirano postrojenje -----	121
5-5. Karakteristike postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem s obzirom na specifičnu cijenu izmjenjivačkih površina -----	132
5-6. Izmjenjivačke površine s obzirom na specifičnu cijenu izmjenjivačkih površina -----	133

## **1 Uvod**

Mogućnost raspolaganja mehaničkim radom uvijek je bilo u visokoj korelaciji s razvojem određenog društva. Prije izuma parnog stroja, mogućnost konverzije kemijske energije u koristan mehanički rad bila je privilegija samo pripadnika ljudskog i životinjskog svijeta. Razvojem tehnike, otkriveni su različiti kružni ciklusi kojima je omogućeno dobivanje mehaničkog rada iz toplinske odnosno iz kemijske energije goriva. Raspolaganje mehaničkim radom gotovo je istovjetno mogućnosti raspolaganja električnom energijom zbog mogućnosti obostrane konverzije s malim gubicima. S druge strane, konverzija iz toplinske u mehaničku energiju je proces s bitno manjom efikasnošću. Pri proizvodnji električne energije iz fosilnih goriva najveći stupanj pretvorbe iz kemijske energije goriva u električnu energiju može se postići uporabom kombiniranog ciklusa u kojem je s gornje strane Braytonov ciklus u plinskoj turbini, a s donje strane Rankinov ciklus u generatoru pare na otpadnu toplinu i parnoj turbini [8]. Do sada postignuti stupnjevi iskoristivosti iznose oko 58-59% [1, 2, 3, 9, 11, 14]. Većina istraživanja u industriji oko povećanja stupnja iskoristivosti kombiniranih ciklusa odnosi se na povećanje stupnja iskoristivosti plinske turbine odnosno ostvarivanje viših najviših temperatura ciklusa u plinskoj turbini što zahtijeva nove materijale i konstrukcije te predstavlja veliki materijalni trošak [4, 14]. Međutim, takav razvoj plinskih turbina termodinamički djeluje povoljno i na rad parnoturbinskog ciklusa u kojemu se iskorištava otpadna toplina iz plinskoturbinskog ciklusa.

### **1.1 Hipoteza**

Cilj istraživanja je pronaći optimalan raspored izmjenjivačkih površina i optimalne radne parametre postrojenja na parno-turbinskom dijelu kombiniranog ciklusa koji će omogućiti termodinamički stupanj djelovanja kombiniranog ciklusa veći od dosada postignutoga. Pretpostavlja se da takva rješenja postoje u vidu drukčijeg rasporeda izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu, većeg broja paralelnih izmjenjivačkih površina, većeg broja krugova pare kao i drukčijih tlakova i omjera masenih protoka pojedinih krugova pare.

## **1.2 Kombinirani ciklus**

Povećanje efikasnosti djelovanja kombiniranog ciklusa bilo je predmet istraživanja mnogih istraživača. Većina ih se odnosi na povećanje stupnja djelovanja Braytonovog procesa u plinskoj turbini; neki se bave povećanjem iskoristivosti parnoturbinskog dijela, a neki povećanjem iskoristivosti cijelog kombiniranog procesa.

Stupanj iskoristivosti parnoturbinskog procesa može se povećati uvođenjem međupregrijanja, smanjivanjem nepovrativosti u generatoru pare na otpadnu toplinu i smanjivanjem nepovrativosti u cijelom parnoturbinskom ciklusu. Uvođenje međupregrijanja podiže srednju temperaturu dovođenja topline te povećava efikasnost ekspanzijskog procesa u parnoj turbini i na taj način povećava stupanj iskoristivosti parnoturbinskog procesa [28]. Povećanje efikasnosti ekspanzije u parnoj turbini postiže se smanjenjem vlažnosti pare na izlazu iz parne turbine. Najveća dopuštena vlažnost na izlazu iz parne turbine iznosi 20% [4]. Međupregrijanje dovodi do ekspanzije pare pri većoj entropiji te tako omogućuje ekspanziju do nižih tlakova a da se na taj način ne prekorači najveća dopuštena vlažnost na izlazu iz parne turbine. Tu se vidi i efekt povećanja stupnja djelovanja parnoturbinskog procesa smanjivanjem temperature odvođenja topline u kondenzatoru. Osim međupregrijanjem, iskoristivost Rankinovog procesa može se povećati i samim povećanjem ulazne temperature u parnu turbinu, ali tada se pojavljuje ograničenje vezano uz izdržljivost materijala od kojeg je napravljen izmjenjivač topline.

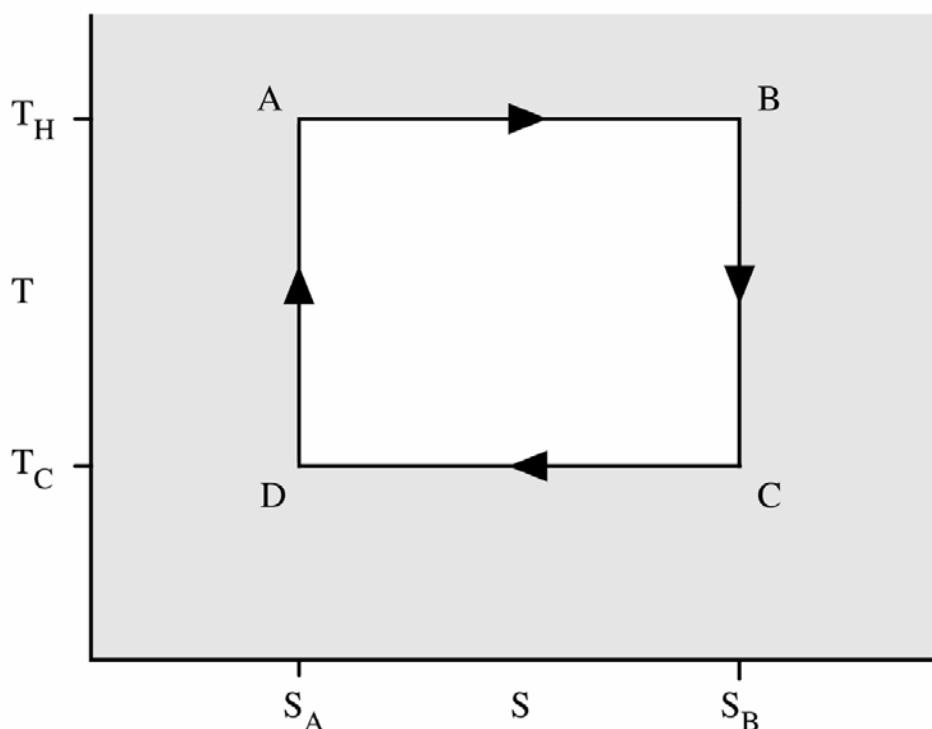
Smanjenje nepovrativosti u generatoru pare na otpadnu toplinu moguće je ostvariti povećanjem izlazne temperature pare iz generatora pare i smanjenjem izlazne temperature dimnih plinova iz generatora pare na otpadnu toplinu [29]. Kako je prethodno rečeno, izlazna temperatura pare iz generatora pare neće previše utjecati na smanjenje nepovrativosti u generatoru pare jer ionako svi generatori pare imaju maksimalno moguću temperaturu s obzirom na karakteristike materijala pregrijača. Puno veći problem predstavlja smanjenje izlazne temperature dimnih plinova iz generatora pare. Zbog isparavanja vode pri konstantnoj temperaturi pri potkritičnim tlakovima, dimni plinovi se ne mogu ohladiti do temperatura bliskih okolišnjima. Stoga se uvode dva ili tri kruga pare u generatoru pare na otpadnu toplinu koji imaju niže tlakove kako bi se time uspjelo ohladiti dimne plinove. Međutim, čak iako su dimni plinovi ohlađeni i time nepovrativost u generatoru pare svedena na minimum to nije garancija da će parnoturbinski proces raditi s najvećom iskoristivošću jer se



smanjivanjem gubitaka u generatoru pare ne osigurava nužno i dobar termodinamički proces. Maksimalna iskoristivost kružnog procesa određena je Carnotovim procesom.

### 1.2.1 Osvrt na Carnotov ciklus

Carnotov ciklus sastoji se od dvije izentropije i dvije izoterme kako je prikazano na Slici 1.1.



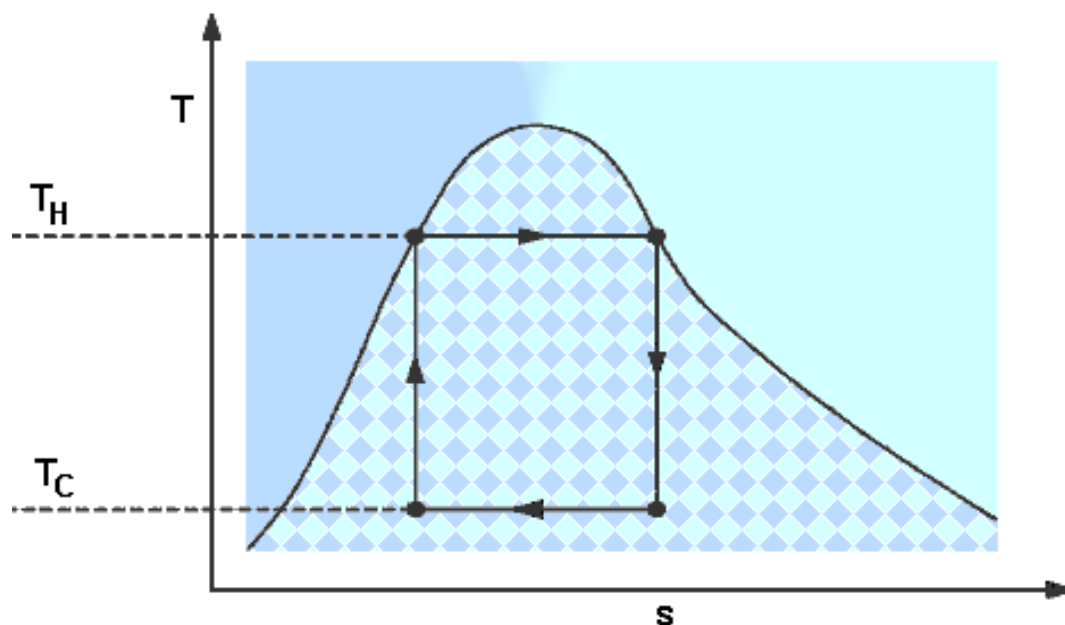
**1.1. Carnotov ciklus u T-s dijagramu**

Temperatura dovođenja topline  $T_H$  i temperatura odvođenja topline  $T_C$  su konstantne, a kompresija radnog medija (D-A) i njegova ekspanzija (B-C) odvijaju se izentropski. Mehanički rad dobiven takvim procesom omeđen je točkama A-B-C-D. Carnotov proces je proces s najvećim termodinamičkim stupnjem iskoristivosti jer se cijeli proces odvija bez generiranja termodinamičkih gubitaka: izmjena topline s beskonačno malom razlikom temperatura i ekspanzija i kompresija bez prirasta entropije. Termodinamički stupanj iskoristivosti Carnotovog procesa računa se prema sljedećoj formuli:

$$\eta_{Carnot} = \frac{W_{dobiveno}}{Q_{dovedeno}} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (1.1.1)$$

Iz formule (1.1.1) vidi se da će termodinamički stupanj korisnosti biti veći što je veća temperatura dovođenja topline i niža temperatura odvođenja topline. Ovo načelo vrijedi i za druge kružne procese različite od Carnotovog s time da se osrednjava promjenjiva temperatura dovođenja i odvođenja. Taj postupak se naziva karnotizacija procesa i srednja temperatura dovođenja je nužno niža od najveće u procesu, a time i taj proces postaje lošiji od Carnotovog s obzirom na najveću temperaturu postignutu u procesu. Vidljivo je kako je nemoguće cijelu toplinsku energiju pretvoriti u mehanički rad.

Carnotov ciklus je nažalost samo teoretske prirode. Ekspanzija i kompresija radne tvari nikada se ne odvijaju po izentropi nego postoji prirast entropije za vrijeme tih procesa. S druge strane, toplinu je u određenim uvjetima moguće dovoditi izotermno kao što je slučaj kod promjene agregatnih stanja radne tvari. Na Slici 1.2 prikazan je primjer Carnotovog procesa s vodom kao radnom tvari.



1.2. Carnotov ciklus s vodom kao radnom tvari [30]

U ovom slučaju toplina se dovodi pri konstantnoj temperaturi  $T_H$  i pri konstantnom tlaku jer voda isparava. Odmah nakon postizanja stanja suhozasićene pare ona ekspanzira u turbini te se nakon toga odvija kondenzacija u kondenzatoru.

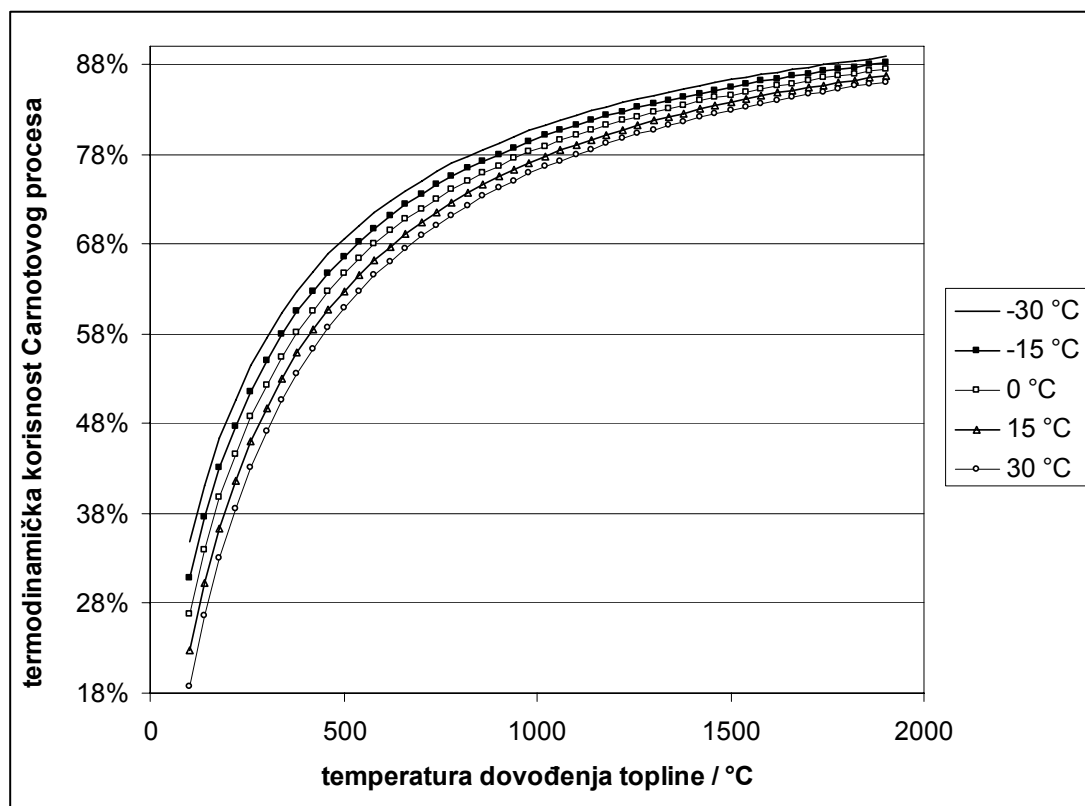
Djelomično kondenzirana para u kondenzatoru komprimira se do stanja vrele kapljevine. Iz ovog opisa vide se razlozi nemogućnosti rada ovakvog uređaja. Uz prethodno opisanu nemogućnost izentropske ekspanzije i kompresije javlja se problem vlažne pare pri ekspanziji koja drastično premašuje dopuštenu vrijednost od 20 %. Uz to, komprimiranje vlažne pare do stanja vrele kapljevine je proces koji zahtijeva veliki rad, daleko veći nego povećavanje tlaka samo kapljevini.

Kada bi i bili riješeni svi tehnički problemi vezani uz kompresiju i ekspanziju vlažne pare ostaju problematična fizikalna svojstva vode. Temperature vode u vlažnom području su do 374°C što je znatno niže od danas dostupne temperature dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine koja je oko 600°C. S obzirom na tu dostupnu temperaturu ogrjevnog spremnika, svako smanjivanje maksimalne temperature radne tvari u procesu dovodi do termodinamičkog gubitka. Osim toga, u Carnotovom procesu je zamišljena izmjena topline pri beskonačno maloj razlici temperatura između toplinskih spremnika i radne tvari. Takva izmjena topline zahtijevala bi beskonačnu izmjenjivačku površinu koja nije moguća u praksi. U stvarnosti se uzima određena razlika temperatura između ogrjevnog spremnika i radne tvari. Ta razlika je generalno zadana sa specifičnom cijenom materijala, a u slučaju najveće temperature radne tvari u procesu ta temperatura je određena svojstvima materijala izmjenjivača topline.

Osim što je Carnotov proces zamišljen s infinitezimalnom razlikom temperatura u izmjenjivačima, on je zamišljen i kao toplinski spremnik s beskonačno velikim toplinskim kapacitetom tako da se njegova temperatura ne mijenja s predajom topline radnoj tvari [32]. U promatranom slučaju, na izlazu iz plinske turbine izlazi određeni protok dimnih plinova određene temperature. Taj dimni plin ima svoj konačni specifični toplinski kapacitet i svaka predaja topline radnoj tvari uzrokuje smanjivanje njegove temperature.

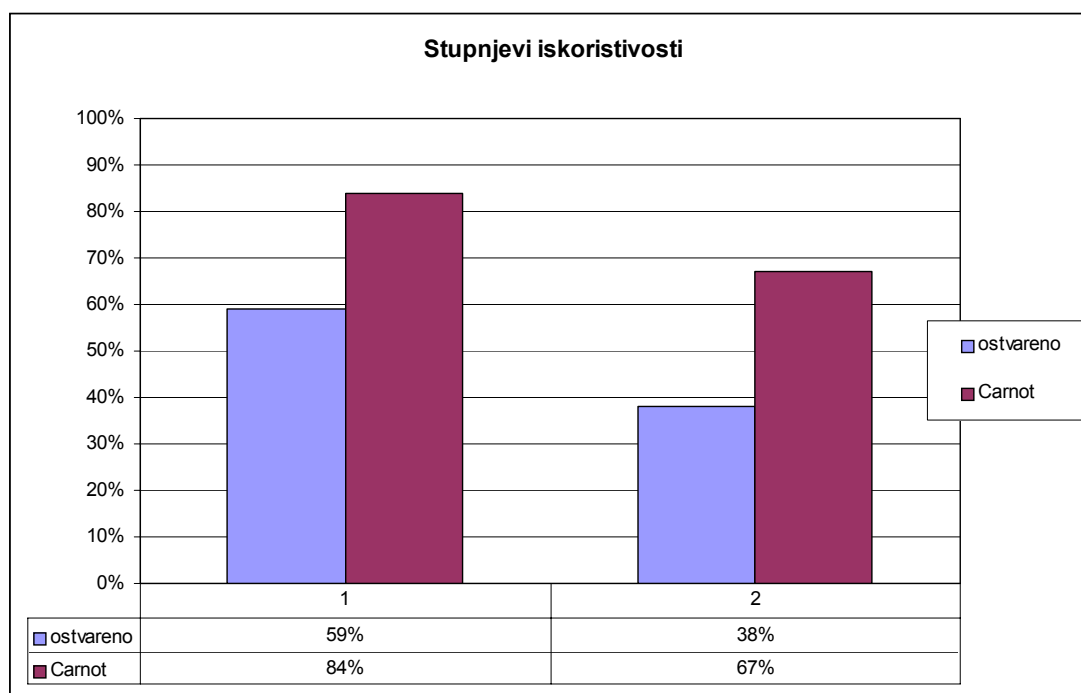
Iz prethodno navedenog vidi se da je nemoguće ostvariti Carnotov proces kako zbog nesavršenosti tijekom procesa ekspanzije i kompresije tako i zbog fizikalnih svojstava radnog medija i ogrjevnog spremnika. Čak i kada se u slučaju isparavanja vode naizgled čini da je postignuto dovođenje topline pri konstantnoj temperaturi, ne treba zaboraviti da je to ostvareno s velikom temperaturnom razlikom između najviše temperature ogrjevnog spremnika, koji je u slučaju generatora pare na otpadnu toplinu

dimni plin, i temperature dovođenja topline radnoj tvari čime se degradira postojeći potencijal za postizanje viših temperatura u procesu.



### 1.3. Termodinamička iskoristivost Carnotovog procesa

Na Slici 1.3 prikazana je ovisnost termodinamičke iskoristivosti Carnotovog ciklusa u ovisnosti o temperaturi dovođenja topline, a parametarski su zadane temperature odvođenja topline bliske okolišnjim temperaturama. Za temperaturu na ulazu u plinsku turbinu od 1500 °C, teoretski se najviše može dobiti termodinamička iskoristivost od 84%. Današnji kombinirani ciklusi s takvom temperaturom na ulazu u plinsku turbinu imaju iskoristivost između 56% i 60% [22]. Najveća teoretska termodinamička iskoristivost u parnoturbinskom dijelu kombiniranog ciklusa za temperaturu dimnog plina na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu od 600°C je približno 65%. Današnje ostvarene termodinamičke iskoristivosti u parnoturbinskom dijelu kombiniranog ciklusa su približno 38 % do 39 % [9].



#### 1.4. Usporedba najviših i ostvarenih termodinamičkih iskoristivosti

Na Slici 1.4 prikazan je odnos ostvarenih i najviših termodinamičkih iskoristivosti u kombiniranom ciklusu i u parnoturbinskom dijelu kombiniranog ciklusa. Moguće je primijetiti kako porast maksimalne termodinamičke iskoristivosti s porastom temperature dovođenja nije linearnog karaktera nego se uočava kontinuirano smanjenje brzine prirasta s povećanjem temperature dovođenja topline.

Kako je prethodno spomenuto, Carnotov ciklus je samo teoretske prirode i govori koliko se maksimalno iz zadanih temperatura ogrjevnog i rashladnog spremnika može dobiti mehaničkog rada. Carnotov ciklus ne uzima u obzir karakteristike ogrjevnog i rashladnog spremnika. U stvarnosti izgaranjem goriva nastaju produkti u obliku dimnih plinova za koje se može smatrati da se ponašaju po zakonima idealnog plina. Predajom topline nekoj radnoj tvari, dimni plinovi se hlade te je Carnotov ciklus moguće ostvariti samo uz značajnu temperaturnu razliku između ulazne temperature dimnog plina i temperature isparavanja, ako se kao radna tvar uzme voda. Zbog toga se više ne može računati s maksimalno ostvarivim radom pri ulaznoj temperaturi dimnog plina nego pri znatno nižoj temperaturi isparavanja vode. Vidljivo je da se uzimanjem u obzir radne tvari kao nositelja topline ogrjevnog spremnika ruši koncept ostvarivanja najvećeg rada prema Carnotovom ciklusu. U situaciji kada je određen

medij ogrjevnog spremnika, veličina koja govori koliko je maksimalno moguće dobiti mehaničkog rada s tim medijem naziva se eksergijom. Eksergija uzima u obzir i fizikalna svojstva radnog medija koji nam služi kao ogrjevni spremnik, za razliku od Carnotovog ciklusa koji ne uzima u obzir fizikalna svojstva ogrjevnog spremnika niti fizikalna svojstva radne tvari. Eksergija se definira kao maksimalni rad ostvariv pri određenom termodinamičkom stanju nekog medija ako se kao rashladni spremnik koristi okoliš. Ona ne uzima u obzir tehničku izvedivost ciklusa s kojim bi se dobilo eksergiju, ali kao bitno poboljšanje od Carnotovog ciklusa uvodi fizikalna svojstva medija koji je nositelj topline ogrjevnog spremnika. Više o eksergiji bit će riječi u sljedećim poglavljima.

Termodinamička iskoristivost kombiniranog ciklusa definirana je kao omjer zajedno dobivene električne snage na generatoru plinske i parne turbine te uložene kemijske energije sadržane u gorivu koje izgara u postrojenju. Gorivo izgara u komori izgaranja plinske turbine, ali može dodatno izgarati i kao dodatno izgaranje na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu. Dodatno izgaranje u generatoru pare na otpadnu toplinu ostvarivo je jer se izgaranje u plinskoj turbini odvija s velikim pretičkom zraka (2.5-4) kako bi se snizila temperatura dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu. U suprotnom došlo bi do oštećenja plinske turbine. Termodinamičku iskoristivost kombiniranog ciklusa opisuje sljedeća formula:

$$\eta_{CC} = \frac{P_{GT} + P_{ST}}{m_F \cdot H_d} \quad (1.1.2)$$

gdje je  $P_{GT}$  snaga dobivena na generatoru plinske turbine,  $P_{ST}$  snaga dobivena na generatoru parne turbine,  $m_F$  je protok goriva, a  $H_d$  donja ogrjevna vrijednost goriva. Zbog malog iznosa u odnosu na nazivnik u gornjem izrazu, entalpija unešena zrakom u komoru izgaranja plinske turbine može se zanemariti.

Termodinamička iskoristivost parnoturbinskog procesa definirana je kao omjer snage na parnoj turbini i entalpije dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu:

$$\eta_{SC} = \frac{P_{ST}}{m_{FG} \cdot h_{FG}} \quad (1.1.3)$$

gdje je  $m_{FG}$  protok dimnih plinova, a  $h_{FG}$  je specifična entalpija dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu.

Termodinamička iskoristivost plinskoturbinskog procesa definirana je kao omjer snage plinske turbine i energije unešene gorivom u komoru izgaranja:

$$\eta_{GC} = \frac{P_{GT}}{m_F \cdot H_d} \quad (1.1.4)$$

Kako bi se uspostavila relacija između termodinamičke iskoristivosti plinskoturbinskog procesa, parnoturbinskog procesa i kombiniranog procesa, zamislimo da u plinskoj turbini izgara gorivo toplinske snage 1 kW. Dio te topline će se transformirati u mehanički rad i on će biti jednak po iznosu  $\eta_{GC}$ . Ostatak od tih 1kW toplinske snage koji iznosi  $1 - \eta_{GC}$  izaći će iz plinske turbine u obliku dimnih plinova povišene temperature u odnosu na okoliš, ako zanemarimo toplinske gubitke prema okolini zbog povišene temperature energetske opreme plinskoturbinskog dijela postrojenja, gubitke neizgorenog goriva, mehaničke gubitke i gubitke u generatoru plinske turbine. Ti dimni plinovi će ući u generator pare na otpadnu toplinu i tamo će doći do prijelaza topline na vodu te će se ona pretvoriti u paru i dalje u parnoj turbini dobiti će se mehanički rad. Parnoturbinski proces ima termodinamičku iskoristivost  $\eta_{SC}$  tako da će se iz toplinske snage  $1 - \eta_{GC}$  dobiti  $(1 - \eta_{GC}) \cdot \eta_{SC}$  mehaničke snage u kW u parnoj turbini. Kako je u zamišljenoj situaciji termodinamička iskoristivost kombiniranog ciklusa jednaka zbroju mehaničkih snaga na plinskoj i parnoj turbini možemo napisati:

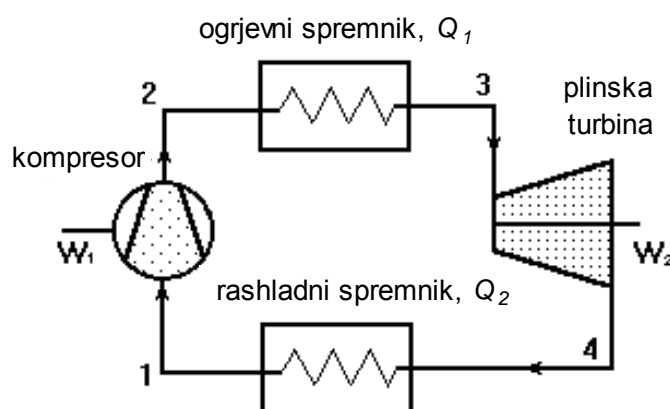
$$\eta_{CC} = \eta_{GC} + (1 - \eta_{GC}) \cdot \eta_{ST} \quad (1.1.5)$$

Ova formula uspostavlja relaciju između termodinamičkih iskoristivosti sastavnih dijelova kombiniranog ciklusa - plinskoturbinskog i parnoturbinskog procesa te termodinamičke iskoristivosti kombiniranog postrojenja i bitna je za razumijevanje optimiranja rada kako plinskoturbinskog i parnoturbinskog procesa tako i cijelog

kombiniranog postrojenja. Povećavanjem termodinamičke iskoristivosti plinskoturbinskog ciklusa ostaje manje energije u ispušnim dimnim plinovima iz kojih se kasnije dobiva rad na parnoj turbini. Međutim, nije svejedno kolika je temperatura na izlazu iz plinske turbine jer njezinim povećanjem raste i termodinamička iskoristivost parnoturbinskog procesa, ali prema gornjoj jednadžbi potrebno ju je množiti s faktorom  $1 - \eta_{GC}$  koji se pri tome smanjuje. Kako bi se stekao uvid u ovo područje potrebno je detaljnije analizirati vezu stupnja iskoristivosti plinskoturbinskog procesa i izlaznih temperatura iz plinske turbine te međuovisnost plinskog i parnog procesa što će biti učinjeno u sljedećem poglavlju.

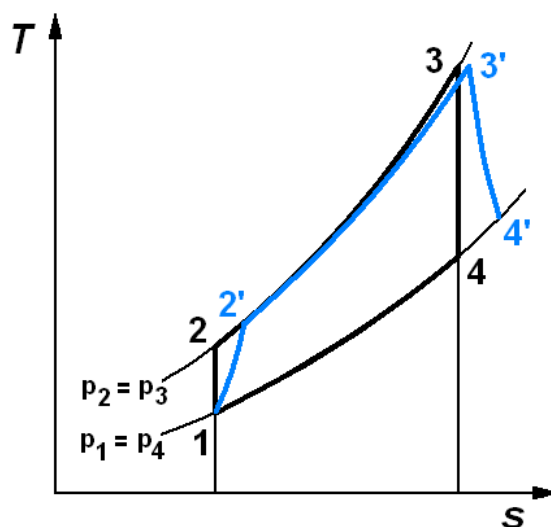
### 1.2.2 Termodinamičke iskoristivosti ciklusa

Braytonov ciklus je zatvoreni ciklus sa zrakom kao radnom tvari čije postrojenje je shematski prikazano na Slici 1.5. Kompresor tlači zrak kojemu se zatim izobarno dovodi toplina  $Q_1$ . Zatim zagrijani zrak ekspanzira u plinskoj turbini pri čemu se dobiva mehanički rad  $W_2$ . Dio tog rada troši se na rad kompresora  $W_1$ . Da bi se zrak vratio u prvobitno stanje potrebno mu je izobarno odvesti toplinu  $Q_2$ . Dakle idealni proces se odvija po dvjema izobarama i dvjema izentropama kako je prikazano na Slici 1.6 u T-s dijagramu.



**1.5. Braytonov ciklus**

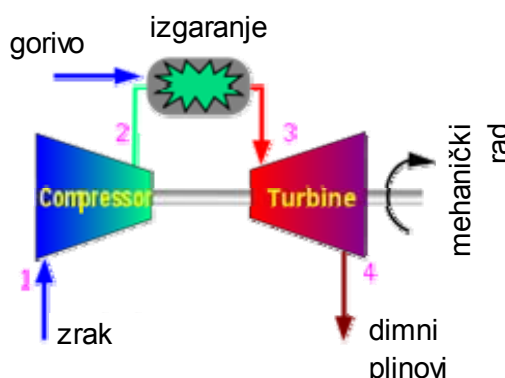




### 1.6. T-s dijagram idealnog i stvarnog Braytonovog ciklusa

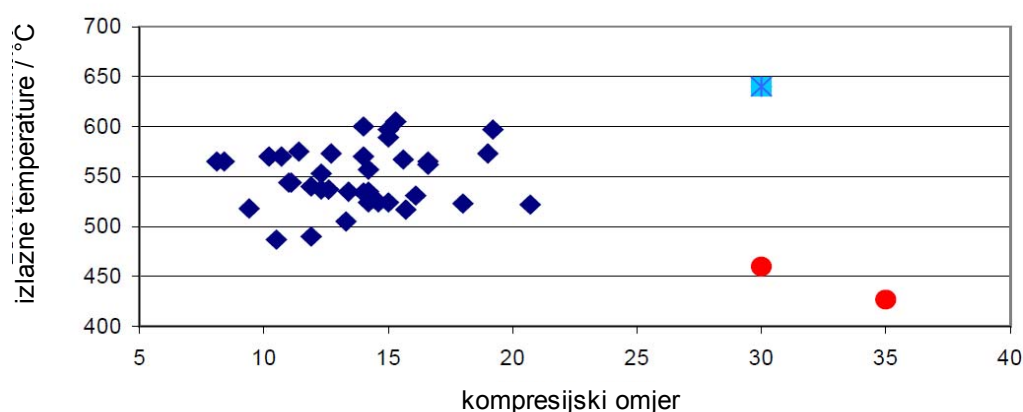
U realnom procesu postoji prirast entropije za vrijeme kompresije i ekspanzije radne tvari te pad tlaka prilikom procesa dovođenja i odvođenja topline što je prikazano na Slici 1.6..

Plinska turbina radi po sličnom procesu samo što se ne radi o zatvorenom sustavu nego se na ulazu u kompresor uzima vanjski zrak, a na izlazu iz turbine dimni plinovi se ili ispuštaju u atmosferu ili se uvode u generator pare na otpadnu toplinu. U generatoru pare na otpadnu toplinu iskorištava se što je moguće više otpadne topline iz dimnih plinova  $m_{FG} \cdot (h_{4'} - h_1)$ . Takav otvoreni sustav prikazan je na Slici 1.7. Kompresor komprimira zrak okolišnjega stanja od stanja 1 do stanja 2. Zatim taj zrak izgara u komori izgaranja i dimni plinovi postižu stanje 3. Dimni plinovi ulaze u plinsku turbinu gdje ekspanziraju do okolišnjega tlaka. Temperatura na ulazu u plinsku turbinu se kod postojećeg postrojenja regulira količinom goriva i takva smjesa je uvijek siromašna jer bi stehiometrijska smjesa davala previsoke temperature koje ne podnose materijali plinske turbine koji su im izloženi.



### 1.7. Otvoreni Braytonov proces

Bitan parametar kod plinskih turbina je omjer tlakova koje daje kompresor. Većina današnjih stacionarnih plinskih turbina radi s tlakovima između 10 i 20 bara što je prikazano tamno plavim kockicama na Slici 1.8. Povećanje tlakova pri istim ulaznim temperaturama u plinsku turbinu dovodi do nižih izlaznih temperatura iz turbine što povećava rad dobiven na plinskoj turbini, ali se istovremeno smanjuje razlika između dobivenog rada u turbini i potrebnog rada za kompresor. Na taj način raste i udio ostalih gubitaka u procesu, ako se želi zadržati ista korisna snaga postrojenja. Na Slici 1.8 crveni križići označavaju avionske plinske turbine, a svijetloplavi kvadratić označava GT24/26 ABB/Alstom plinsku turbinu [26].



### 1.8. Ovisnost izlaznih temperatura o tlaku kompresora u Braytonovom procesu

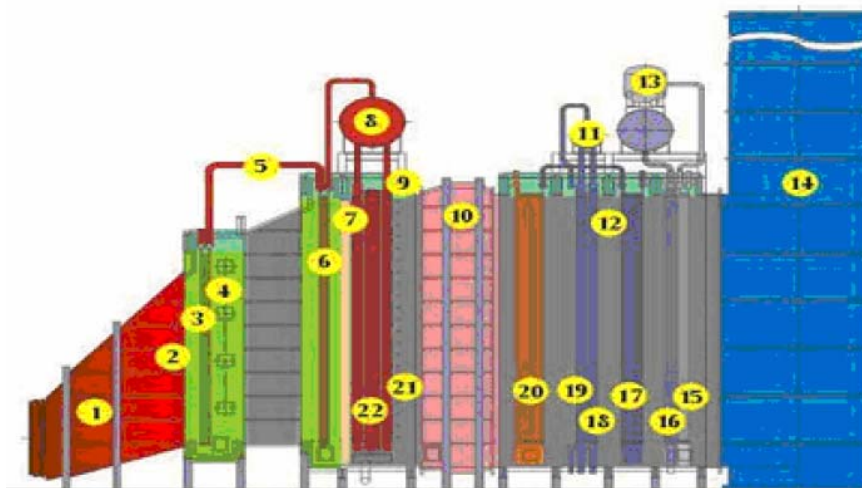
Ako se povećava ulazna temperatura u plinsku turbinu pri istom tlaku na izlazu iz kompresora, raste izlazna temperatura dimnih plinova na izlazu iz turbine. Dakle izlazna temperatura dimnih plinova iz plinske turbine, a time i ulazna temperatura u

generator pare na otpadnu toplinu funkcija je barem dvije varijable: jedna je temperatura na ulazu u plinsku turbinu, a druga je kompresijski omjer.

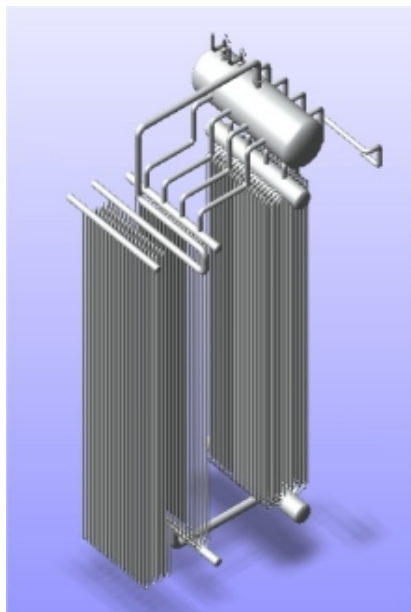
U skladu s formulom (1.1.5) termodinamička iskoristivost kombiniranog procesa ovisi o termodinamičkoj iskoristivosti plinskoturbinskog procesa i termodinamičkoj iskoristivosti parnoturbinskog procesa. Povećanje termodinamičke iskoristivosti plinskoturbinskog procesa može se postići povećanjem ulazne temperature u plinsku turbinu te povećanjem kompresijskog omjera. Ako se razmatra samo povećanje temperature ulaza u plinsku turbinu, tada raste ulazna temperatura u generator pare na otpadnu toplinu pa samim time i termodinamička iskoristivost parnoturbinskog procesa. Na taj način termodinamička iskoristivost kombiniranog procesa sa povećava povećanjem iskoristivosti oba procesa. Ako se zadrži postojeća temperatura dimnog plina na ulazu u plinsku turbinu i poveća samo kompresijski omjer, tada se možebitno povećava termodinamička iskoristivost plinskoturbinskog procesa, ali opada termodinamička iskoristivost parnoturbinskog procesa jer se smanjila temperatura ulaza u generator pare na otpadnu toplinu. I tada će doći do povećanja termodinamičke iskoristivosti kombiniranog procesa, ako se poveća iskoristivost plinskoturbinskog procesa, što je pokazao Bassily u [19]. To je i očekivano jer prema formuli (1.1.5) svako povećanje termodinamičke iskoristivosti plinskoturbinskog procesa u punom opsegu doprinosi povećanju iskoristivosti kombiniranog procesa dok svako povećanje iskoristivosti u parnoturbinskom procesu doprinosi povećanju iskoristivosti kombiniranog procesa samo s faktorom  $1 - \eta_{GC}$ , a taj faktor je to manji što je  $\eta_{GC}$  veći. Može se zaključiti da povećanje iskoristivosti plinskoturbinskog procesa ima prednost pred povećanjem iskoristivosti parnoturbinskog procesa, ako povećanje iskoristivosti plinskoturbinskog procesa uzrokuje smanjenje iskoristivosti parnoturbinskog procesa. Situacija je nedvojbeno ako povećanje iskoristivosti plinskoturbinskog procesa uzrokuje povećanje iskoristivosti i parnoturbinskog procesa. Međutim, ne bi se smjelo povećavati iskoristivost parnoturbinskog procesa na štetu iskoristivosti plinskoturbinskog procesa jer bi to definitivno smanjilo termodinamičku iskoristivost kombiniranog ciklusa.

### **1.2.3 Izvedbe generatora pare na otpadnu toplinu**

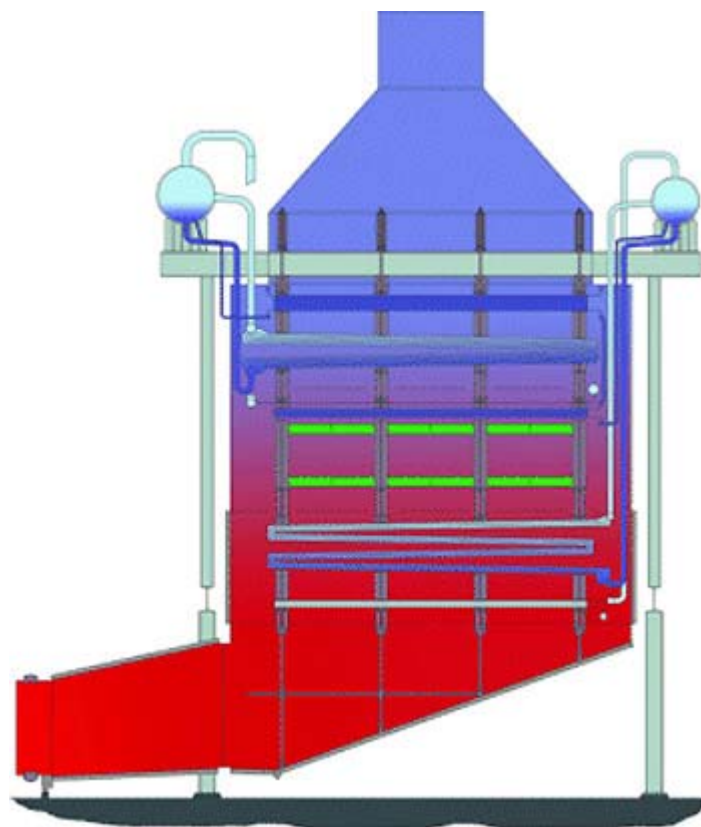
Izmjenjivačke površine u generatoru pare na otpadnu toplinu smještene su u velikom pravokutnom kanalu kroz koji prolaze dimni plinovi. Izmjenjivačke površine uglavnom su križnog tipa. Da bi se smanjila brzina dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine kanal se proširuje u obliku piramide i u vertikalnom i u horizontalnom smjeru jer bi u suprotnom pad tlaka dimnih plinova pri prolasku kroz generator pare bio prevelik [26]. Pad tlaka dimnih plinova kroz generator pare smanjuje snagu, a time i termodinamičku iskoristivost plinske turbine. Ponekad se na izlazu iz generatora pare ugrađuje ventilator da bi stvorio podtlak ispred sebe i time povećao protok dimnih plinova. Nakon plinske turbine postavljaju se lopatice koje ispravljaju vrtlog čija je os u smjeru strujanja dimnih plinova kako bi spriječile prenošenje momenta na izmjenjivačke površine. Dimovodni kanal može biti postavljen vertikalno ili horizontalno tako da se u skladu s tim generatori pare na otpadnu toplinu dijele na vertikalne i horizontalne. Horizontalni tip generatora pare prikazan je na Slici 1.9, a na Slici 1.10 prikazan je isparivač s bubnjem i pregrijač u takvom tipu generatora pare na otpadnu toplinu.



***1.9. Shematski prikaz horizontalnog tipa generatora pare na otpadnu toplinu s prikazom sastavnih dijelova***



***1.10. Prikaz isparivača s bubnjem i pregrijača u horizontalnom tipu generatora pare na otpadnu toplotinu***



***1.11. Shematski prikaz vertikalnog tipa generatora pare na otpadnu toplotinu***



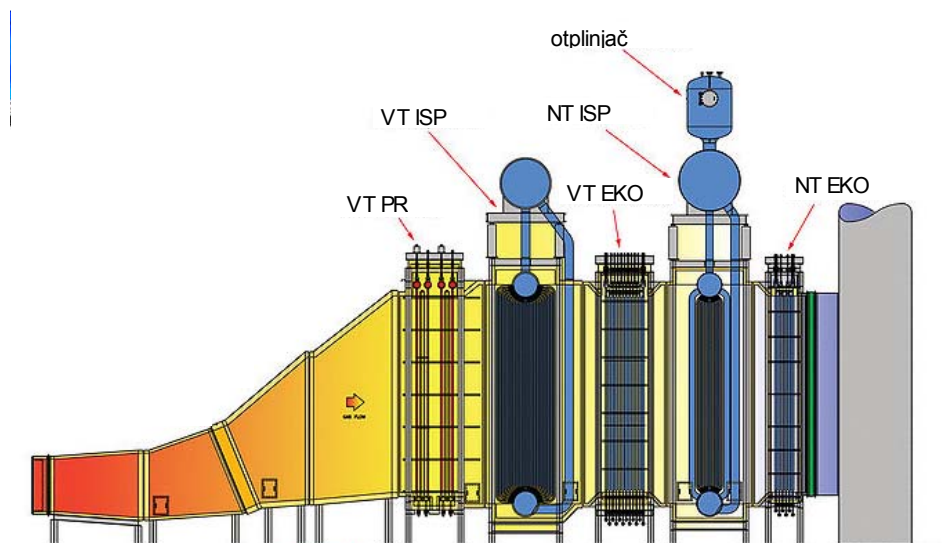
***1.12. Vertikalni tip generatora pare na otpadnu toplinu u izgradnji***

Na Slici 1.11 shematski je prikazan vertikalni tip generatora pare na otpadnu toplinu, a na Slici 1.12 prikazan je vertikalni generator pare u izgradnji [38].



***1.13. Uskladištene modularno napravljene izmjenjivačke površine***

Česta je modularna izrada generatora pare na otpadnu toplinu koji se spajaju na mjestu izgradnje [39]. Jedan takav generator pare prikazan je na Slici 1.14.



***1.14. Modularni horizontalni generator pare na otpadnu toplinu***

Horizontalni tip generatora pare na otpadnu toplinu spaja se okomito na dimnjak dok se dimnjak samo nastavlja na vertikalni tip generatora pare na otpadnu toplinu. Cirkulacija vode u isparivaču može biti prirodna ili prisilna pomoću pumpe [40].

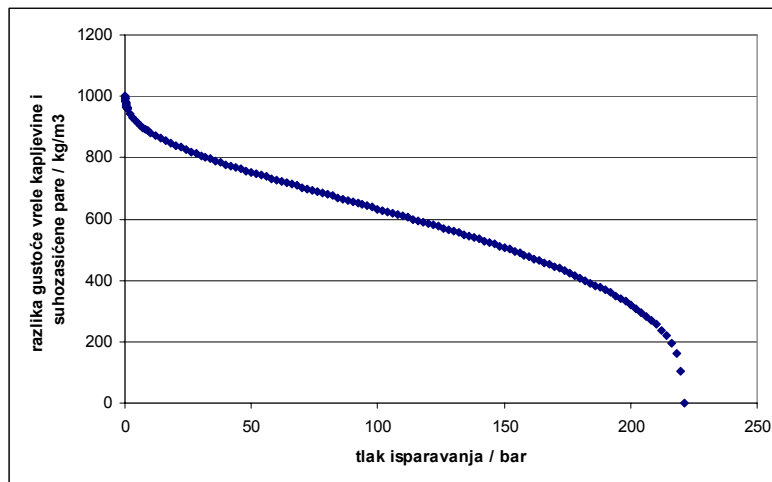
Veličina kanala dimnih plinova posljedica je velikih protoka dimnih plinova koji iznose za velike plinske turbine preko 600 kg/s. Sve je to posljedica izgaranja goriva u plinskoj turbini s velikim pretičkom zraka. Takav veliki protok dimnih plinova u većoj mjeri pridonosi gubitku osjetne topline dimnih plinova iako su dimni plinovi relativno ohlađeni na izlazu iz dimnjaka (oko 100 °C). Horizontalni generatori pare na otpadnu toplinu mogu biti visoki i do 25 metara, a dugački i do 60 metara [26].



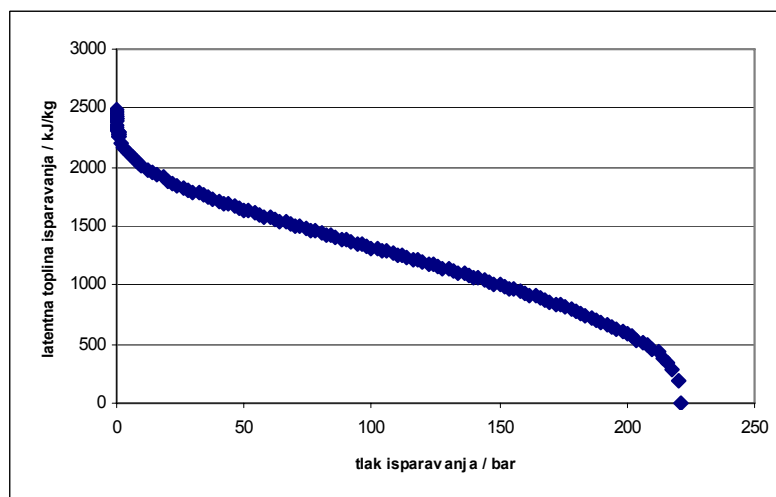
### **1.3 Fizikalna svojstva vode**

Kritična točka vode nalazi se na 374 °C pri tlaku od 220.64 bara. Ispod kritične točke promjena agregatnog stanja iz kapljevite u plinovitu fazu događa se kao transformacija prvoga reda koja zahtjeva dovodenje topline koja se naziva latentna toplina isparavanja i pri tom procesu temperatura je konstantna. Ta temperatura se naziva temperatura isparavanja i funkcija je tlaka na kojem se odvija isparavanje. Bitna je karakteristika takvog procesa isparavanja da je za njegovo odvijanje potrebno određeno vrijeme dok se ne dovede zahtjevana toplina. S druge strane, ako se isparavanje odvija na tlaku koji je veći ili jednak kritičnom, tada je latentna toplina isparavanja jednaka nuli te se takva transformacija naziva transformacijom faza drugog reda. Takva transformacija odvija se trenutno za razliku od transformacija faza prvog reda. Osim toga, razlika gustoće vrela kapljevine i suhozasićene pare se s porastom tlaka smanjuje te u kritičnom tlaku postaje jednaka nuli što je prikazano na Slici 1.15. Sada se može jasnije predložiti takva pretvorba - gustoća suhozasićene pare jednaka je gustoći vrela kapljevine te se isparavanje u kritičnom ili većem tlaku može izvoditi vrlo jednostavno bez promjene presjeka cijevi ili povećanja brzine pare jer nema promjena specifičnog volumena. Latentna toplina isparavanja ovisna je o tlaku isparavanja, a njezine promjene su prikazane na Slici 1.16. Pri malim tlakovima primjetna je velika brzina smanjivanja latentne topline dok je pri tlakovima većim od otprilike 20 bara pa skoro sve do kritičnog tlaka brzina smanjivanja otprilike konstantna da bi se pri tlakovima bliskim kritičnom ponovo povećala. Razlika gustoće vrela kapljevine i suhozasićene pare ima isti trend kao i latentna toplina isparavanja. Ako bi se pogledala ovisnost tih veličina o temperaturi isparavanja, primijetilo bi se da je trend tih krivulja sličan trendu kod promjene tlaka, osim kod malih tlakova gdje ne postoji takva velika promjena gradijenta. Te pojave su prikazane na Slici 1.17 i Slici 1.18. Objašnjenje te razlike pri malim tlakovima može se vidjeti u ovisnosti tlaka i temperature isparavanja na Slici 1.18. Naime, pri malim tlakovima sa smanjenjem tlaka drastično pada temperatura isparavanja.

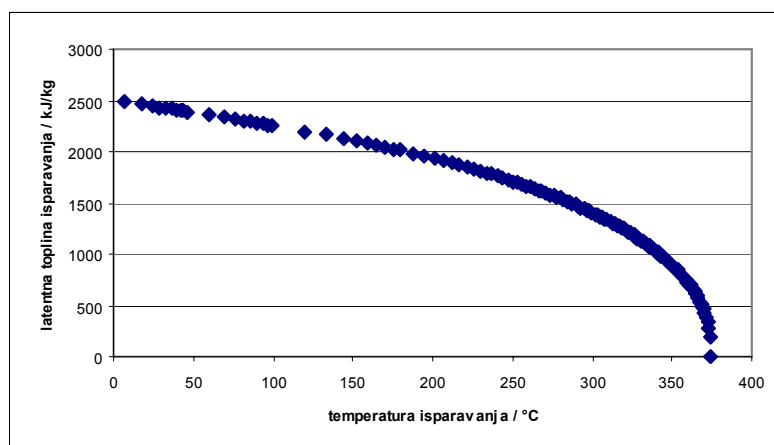




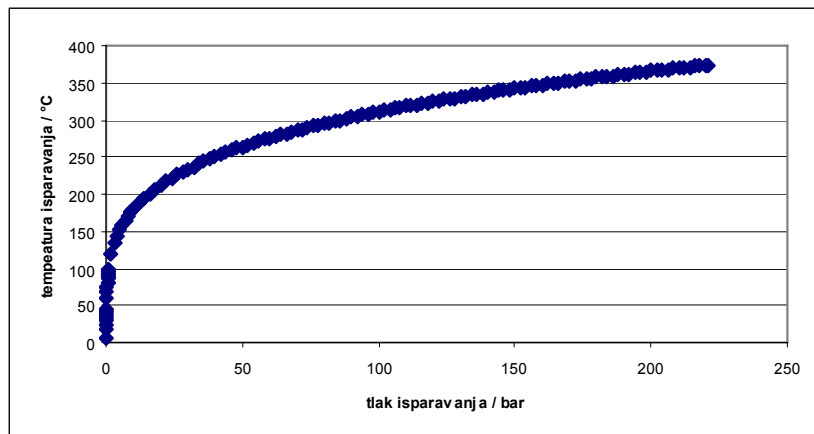
**1.15. Razlika gustoće vrela kapljevine i suhozasićene pare u ovisnosti o tlaku**



**1.16. Ovisnost latentne topline isparavanja o tlaku**



**1.17. Ovisnost latentne topline isparavanja o temperaturi isparavanja**

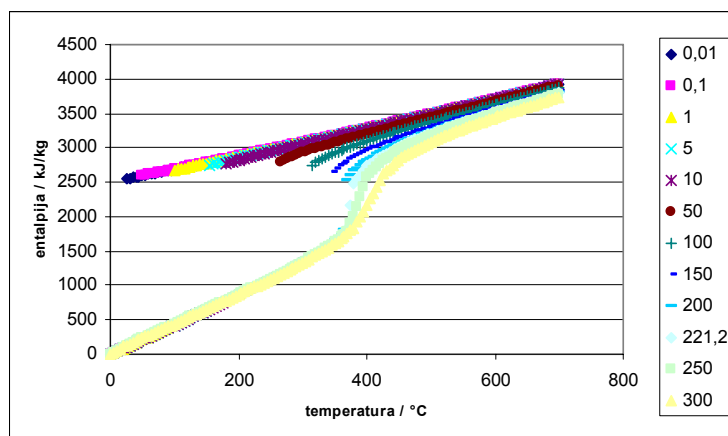


### 1.18. Ovisnost temperature isparavanja o tlaku

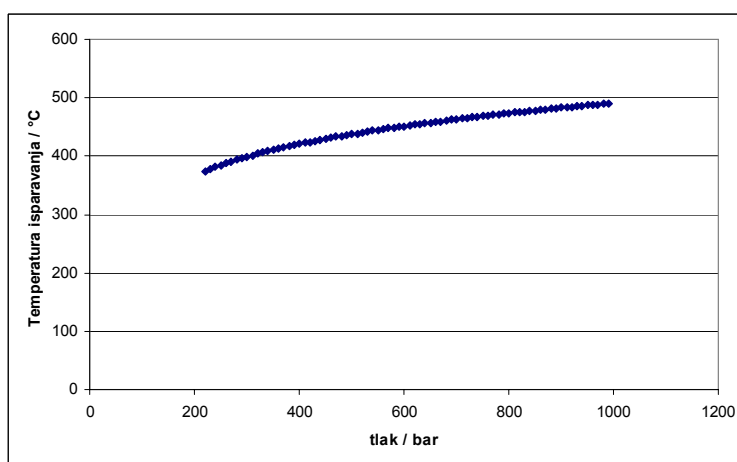
Specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku je toplina potrebna da bi se kilogramu radne tvari temperatura promijenila za jedan stupanj Celzijev odnosno jedan Kelvin pri konstantnom tlaku. Za kapljevitu vodu on iznosi oko 4,2 kJ/(kgK) i ne mijenja se značajno niti s promjenom tlaka niti temperature za razliku od procesa isparavanja i pregrijavanja vodene pare. Budući da se tijekom transformacije faza prvoga reda toplina dovodi, a temperatura ostaje konstantna, specifični toplinski kapacitet je tijekom isparavanja beskonačan. Na Slici

1.19 je za više različitih tlakova prikazana ovisnost entalpije o temperaturi vode odnosno vodene pare. Specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku može se odrediti iz te slike kao nagib tangente u određenoj točki krivulje. Budući da su za potkritične tlakove krivulje prekinute (prekid je pri temperaturi isparavanja), u točki prekida je tangenta vertikalna te se i iz toga može vidjeti da je u toj točki specifični toplinski kapacitet beskonačan. Razlika u vrijednostima funkcije u točki prekida jednaka je latentnoj toplini isparavanja. Kako je već prije spomenuto, latentna toplina isparavanja jednaka je nuli u kritičnom i tlakovima većim od kritičnog, tako da pri tim tlakovima nema prekida krivulje. Međutim, specifični toplinski kapacitet se u području oko temperature isparavanja povećava. Što je tlak isparavanja veći to je to povećanje manje i tek pri vrlo visokim tlakovima bliskim 1000 bara krivulja postaje približno pravac. Vrijednost specifičnog toplinskog kapaciteta odnosno njegovo povećanje je vrlo bitno u generatorima pare na otpadnu toplinu jer svako takvo lokalno povećanje izaziva lokalno smanjivanje temperaturnih razlika između dimnih plinova i vode te stvara usko grlo za proizvodnju veće količine pare koje se naziva pinch točka, a samim time i smanjenu efikasnost sustava jer se dimni plinovi ne mogu

dovoljno ohladiti te se s povišenom temperaturom moraju ispustiti u okoliš. Nažalost, promjene specifičnog toplinskog kapaciteta s povećanjem tlaka očituju se samo u pregrijanom području dok su u pothlađenom području te promjene gotovo jednake nuli. Zbog toga će u T-Q dijagramu i pri tlakovima većim od kritičnog dolaziti do razdvajanja temperaturne krivulje vode od temperaturne krivulje dimnog plina iako tada nema latentne topline isparavanja kao uzroka stvaranja pinch točke. Detaljna analiza pinch točke bit će prikazana u sljedećim poglavljima. Za potrebe modeliranja temperature isparavanja u tlakovima višim od kritičnog pretpostavljeno je da se ono odvija pri entropiji kritične točke. Iako to vjerojatno nije sasvim točno, ovakva pretpostavka neće prouzročiti veća odstupanja u točnosti modela jer latentne topline pri tim tlakovima ionako nema. Ovisnost tako pretpostavljene temperature isparavanja o tlaku prikazana je na Slici 1.20.



**1.19. Ovisnost entalpije vode o temperaturi pri različitim tlakovima**



**1.20. Ovisnost pretpostavljene temperature isparavanja pri tlakovima većim od kritičnog**

## **2 Optimiranje genetskim algoritmima**

### **2.1 Povijest evolucijskog računanja**

Tijekom 50-ih i 60-ih godina prošlog stoljeća nekoliko znanstvenika je nezavisno proučavalo evolucijske sustave s idejom da bi se evolucijski procesi mogli koristiti u optimiranju inženjerskih problema [41]. Ideja svih tih sustava bila je da populacija kandidata za rješenja danog problema evoluirala koristeći operatore inspirirane prirodnom genetičkom varijacijom i prirodnom selekcijom. 1960-ih godina Rechenberg je uveo pojam 'evolucijska strategija', metodu koju je koristio da bi optimirao realne parametre aeroprofila. Tu metodu je kasnije razvio Schwefel. Područje evolucijske strategije dalje se razvijalo uglavnom nezavisno od područja genetskih algoritama. Fogel, Owens i Walsh su 1966 razvili 'evolucijsko programiranje'.

Evolucijska strategija, evolucijsko programiranje i genetski algoritmi čine osnovu u području evolucijskog računanja.

Nekoliko drugih znanstvenika je u 50-im i 60-im godinama prošlog stoljeća razvijalo evolucijom inspirirane algoritme za optimiranje i računalno učenje. Box, Friedman, Bledsoe, Bremermann, Reed, Toombs i Baricelli su svi radili u tom području, ali je njihov rad manje zapažen. Također, brojni evolucijski biolozi su koristili računala kako bi simulirali evoluciju s ciljem kontroliranja pokusa.

Genetske Algoritme osmislio je John Holland tijekom 60-ih godina dvadesetog stoljeća, a razvijao ih je zajedno sa svojim kolegama i studentima Sveučilišta u Michiganu tijekom 60-ih i 70-ih godina. Za razliku od evolucijske strategije i evolucijskog programiranja, Hollandov prvotni cilj nije bio riješiti neki specifičan problem nego promatrati fenomen adaptacije u prirodi i razviti načine kako bi se ti mehanizmi prirodne prilagodbe mogli implementirati u računalni sustav. Hollandova knjiga 'Adaptation in natural and Artificial Systems' (1975) je predstavila genetski algoritam kao poopćenje prirodne evolucije i dala teoretski okvir za adaptaciju unutar genetskih algoritama. Hollandov genetski algoritam je metoda za premještanje iz jedne populacije 'kromosoma' (niz sastavljen od znamenki koje predstavljaju gene koji mogu poprimiti vrijednost nula ili jedan) u novu generaciju koristeći vrstu 'prirodnog

odabira' zajedno s genetskim procesima rekombinacije, mutacije i inverzije. Program odabire takve kromosome u populaciji kojima će biti dopuštena reprodukcija, i u prosjeku bolji kromosomi produciraju više nasljednika od onih lošijih. Rekombinacija izmjenjuje dijelove između dva kromosoma, mutacija nasumično mijenja vrijednosti određenog gena iz nule u jedan ili obratno, a inverzija mijenja položaj susjednih sekcija kromosoma tako da mijenja poredak kojim su geni posloženi.

Najveća inovacija u Hollandovom radu je uvođenje mehanizama rekombinacije, mutacije i inverzije. Rechenbergove evolucijske strategije su započele s populacijom od dvije jedinke - jedan roditelj i jedan nasljednik koji je bio mutirana inačica roditelja. Populacija s mnogo jedinki nije još bila primijenjena do tada. Fogel, Owens i Walsh u svom evolucijskom programiranju su imali samo mutaciju kako bi osigurali različitost. Holland je bio prvi koji je pokušao postaviti računalnu evoluciju na čvrste teoretske osnove. Sve donedavno je taj teoretski temelj baziran na pojmu 'shema' bio osnova za sve sljedeće teoretske radove u genetskim algoritmima.

U 90-im godinama postojala je raširena interakcija među istraživačima različitih evolucijskih metoda tako da su granice između genetskih algoritama, evolucijskih strategija, evolucijskog programiranja i drugih evolucijskih pristupa u bitnoj mjeri smanjene. Danas istraživači koriste pojam genetski algoritam da bi opisali nešto što je vrlo različito od Hollandovog originalno koncepta.

## **2.2 Rad genetskih algoritama**

U ovom radu korišteni su genetski algoritmi koji su dio računalnog programa Matlab [13] te će ovdje biti opisan rad tih genetskih algoritama [34].

Genetski algoritmi zasnivaju se na evoluiranju članova populacije. Populaciju čine njezini članovi koji se sastoje od vektora nezavisnih varijabli. Svaki član ima jedan vektor nezavisnih varijabli funkcije cilja. Taj vektor naziva se genomom tog člana populacije, a svaki član vektora predstavlja jedan gen. Populacija se naziva još i generacijom. Za svaki član populacije potrebno je jednom pozvati funkciju cilja čiji će ulazni parametri biti određeni genomom tog člana. Broj članova populacije određuje se proizvoljno s tim da je najmanji preporučljiv broj članova populacije jednak broju nezavisnih varijabli. Što je veći broj članova populacije to je veća vjerojatnost za pronalaženje globalnog ekstrema funkcije cilja jer veći broj članova populacije može

bolje pokriti područje pretraživanja funkcije cilja. S druge strane veći broj članova populacije zahtijeva veće vrijeme računanja jedne generacije.

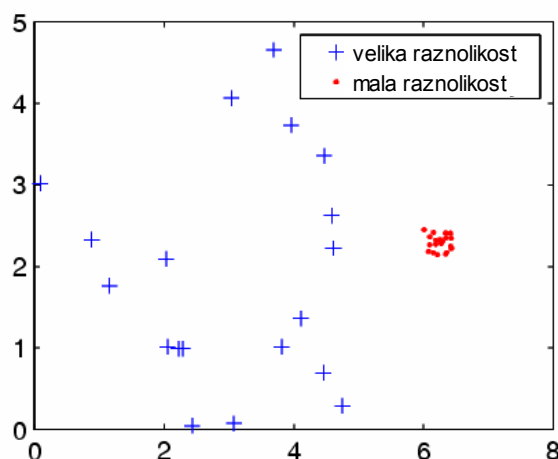
S obzirom da je genom jednog člana populacije predstavljen samo s jednim vektorom nezavisnih varijabli, riječ je o haploidnim kromosomima. U prirodi se najčešće događa da je genom sastavljen od diploidnih kromosoma čime se uvodi pojam genotipa i fenotipa odnosno postoji svojstvo dominacije jednih gena nad drugima. Više o genetskim algoritmima s diploidnim kromosomima moguće je pročitati u [33].

Budući da su genetski algoritmi iterativan proračun, svakoj iteraciji odgovara jedna generacija članova populacije. Sljedeći korak iteracije čini nova generacija koja nastaje reprodukcijom članova trenutne populacije. Članovi populacije nazivaju se roditeljima, a kandidati za sljedeću populaciju djecom. Djeca se formiraju na tri načina: elitizmom, rekombinacijom i mutacijom. Budući da se traži minimum funkcije cilja, članovi s najmanjom vrijednošću funkcije cilja prenose se u sljedeću generaciju nepromijenjeni i takva metoda stvaranja djece naziva se elitizmom. Obično se na taj način prenosi jedan ili dva člana populacije. Rekombinacija je postupak za koji su potrebna dva roditelja i u kojem se određeni geni jednog zamjenjuju odgovarajućim genima drugog roditelja. Zadaje se udio djece koja će nastati postupkom rekombinacije, čime se uz određen broj elitne djece određuje i broj djece koja će nastati i postupkom mutacije. Djeca nastaju mutacijom tako da se na određeni način slučajno promijene određeni geni roditelja. U ovom slučaju nisu potrebna dva roditelja za stvaranje jednog djeteta kao kod postupka rekombinacije.

Algoritam započinje stvaranjem inicijalne populacije čiji članovi nastaju slučajnim odabirom nezavisnih varijabli unutar zadanog raspona. Inicijalnu populaciju moguće je zadati i vlastitom funkcijom, a također je moguće da inicijalna populacija bude posljednja populacija iz prethodnog proračuna čime je moguće prekinuti i ponovno nastaviti genetski algoritam bez potrebe za računanjem od početka. Za svaki član populacije poziva se funkcija cilja te svakom članu pripada njegova vrijednost funkcije cilja. Na osnovi poznatih vrijednosti funkcije cilja za svakog člana populacije moguće je napraviti selekciju članova populacije. Selekcija se radi s ciljem odabiranja roditelja koji će reproducirati nove članove sljedeće populacije. Načelno, članovi čija

je vrijednost funkcije cilja niža imaju veću vjerojatnost da postanu roditelji. Detalji oko načina selekcije mogu se vidjeti u [34]. Osnovni problem genetskih algoritama je kako naći pravu mjeru između potenciranja članova s boljim svojstvima u reprodukciji i zadržavanja onih 'lošijih' članova u populaciji. Preveliko potenciranje 'boljih' članova populacije u reprodukciji vodi k prebrzom konvergiranju rješenja i time onemogućuje pretraživanje novih područja u kojima se možda nalazi globalni ekstrem. Odabirom roditelja iz članova populacije moguće je započeti reprodukciju djece na prethodno već opisan način: elitizmom, rekombinacijom i mutacijom. Članove novostvorene generacije ponovno se mora vrednovati te se za svakog od njih poziva funkcija cilja kako bi im se pridružila vrijednost funkcije cilja. Nakon uzastopnog ponavljanja postupaka selekcije i reprodukcije očekivano je postupno poboljšavanje elitnih članova populacije odnosno vrijednost funkcije cilja najboljeg člana u populaciji postaje sve niža. Postupkom rekombinacije, geni stvoreni u inicijalnoj populaciji prenose se između članova budućih populacija. Njime nije moguće promijeniti niti jedan gen, ali je zato moguće izgubiti neke od tih gena postupkom selekcije. Kako bi se pronašli i geni koji nisu određeni inicijalnom populacijom, uvodi se postupak mutacije koji na određeni način mijenja postojeće gene. Mutacija omogućuje pretraživanje prostora unutar područja zadanog inicijalnom populacijom, ali i ostalih područja izvan područja omeđenog inicijalnom populacijom. Načelno je uvijek bolje odabrati područje inicijalne populacije blisko ekstremu funkcije jer se time povećava vjerojatnost njegovog pronalaska

Jedan od najbitnijih uvjeta za uspješno funkcioniranje genetskih algoritama je osiguravanje dovoljne raznolikosti među članovima populacije. Raznolikost je definirana srednjom udaljenošću među članovima jedne populacije. Populacije s velikom srednjom udaljenošću unutar svojih članova imaju veliku raznolikost dok one s malom udaljenošću imaju malu raznolikost što prikazuje Slika 2.1 na primjeru funkcije s dvije nezavisne varijable.



### 2.1. Primjer raznolikosti populacija za funkciju s dvije varijable

Budući da su genetski algoritmi relativno slabo učinkoviti u blizini ekstrema i kod funkcija s blagim gradijentima [12, 36, 37] razvijeni su memetski algoritmi koji se baziraju na genetskim i klasičnim algoritmima. Nakon svake reprodukcije za svaki član populacije poziva se funkcija koja traži lokalni ekstrem u okolini tog člana. Tako unaprijeđen član prolazi postupak selekcije kao i u genetskom algoritmu [35].

Zbog nepostojanja kriterija za identificiranje ekstrema funkcije, a još manje za određivanje globalnog ekstrema, genetske algoritme je potrebno u jednom trenutku prekinuti u radu. Prekidanje algoritma može se ostvariti na više načina:

1. maksimalan broj generacija – prekid se događa u trenutku kada broj generacija premaši zadanu vrijednost
2. maksimalno vrijeme računanja – prekid se događa nakon isteka zadanog vremena
3. minimalna vrijednost funkcije cilja - prekid se događa kada vrijednost funkcije cilja najboljeg člana u populaciji postane manja od zadane vrijednosti
4. maksimalan broj generacija u kojima nije pronađeno bolje rješenje- program se prekida u trenutku kada broj generacija u kojima nije pronađeno bolje rješenje premaši zadanu vrijednost
5. maksimalno vrijeme u kojem nije pronađeno bolje rješenje- program se završava kada se prekorači zadano vrijeme od posljednjeg pronalaska boljeg rješenja.



### **3 Pregled dosadašnjih istraživanja**

Dosadašnja istraživanja u području optimiranja radnih parametara klasičnih kombiniranih ciklusa dijele se na:

1. optimiranje samo parnoturbinskog ili plinskoturbinskog ciklusa [4, 6, 9, 16, 17, 18, 20, 21, 22, 24] i
2. optimiranja cjelokupnog kombiniranog ciklusa [5, 19, 23].

Primijenjena metodologija razlikuje se s obzirom na uporabljene metode za optimiranje. Većina istraživača koristila je klasične optimizacijske metode dok se u zadnje vrijeme sve više koriste genetski algoritmi [20, 42, 43]. Istraživanje cjelokupnog kombiniranog ciklusa je zahtjevno zbog velikog broja utjecajnih faktora tako da se rade pojednostavljeni modeli sa samo najbitnijim parametrima. U nastavku će biti detaljnije prikazani radovi čija tematika je bliska ovom radu.

Van der Lee P.A.E. i ostali u [24] uspoređuju dvije matematičke metode za optimiranje radnih parametara u postrojenjima za proizvodnju električne energije: Quasi - Newton i optimizaciju bez derivacija (Derivative Free Optimization). Za optimiranje parametara sistema potreban je matematički model koji opisuje funkciju kojoj je potrebno pronaći ekstrem, a to je najčešće termodinamička iskoristivost sustava, u ovisnosti o odabranim varijablama. Budući da su metode za proračun takvih sustava kompleksne, nije moguće matematički eksplicitno napisati takav model. To znači da je potrebno odabrati takve metode za pronalazak rješenja kojima je za rad dovoljan samo niz ulaznih podataka koji daju niz rješenja bez poznavanja svojstava matematičkog modela što ima za posljedicu veliki broj pozivanja funkcije cilja.

Autori su uspoređivali te dvije metode na četiri različita postrojenja:

1. Rankinov ciklus s jednim oduzimanjem pare i tlakom te pare kao varijablom za optimiranje,
2. Rankinov ciklus s osam regenerativnih zagrijača vode te svih osam tlakova pare za oduzimanje kao varijable za optimiranje,

3. kombinirani ciklus s dva kruga pare i tlakovima pare kao varijablama za optimiranje
4. kombinirani ciklus s tri kruga pare i tlakovima pare kao varijablama za optimiranje.

Quasi-Newton metoda bazira se na procjeni prve derivacije funkcije cilja tako da se odredi promjena funkcije cilja s obzirom na malu promjenu nezavisne varijable. Ova metoda se pokazala problematičnom ako se uzima jako mali pomak nezavisne varijable zbog greške u izračunu funkcije cilja tako da gradijenti znaju biti netočno veliki i time metoda postaje neprikladna. Također, koliko nezavisnih varijabli ima funkcija cilja toliko puta se ona mora pozivati kako bi se odredile sve parcijalne derivacije i time i gradijent funkcije cilja u datoj iteraciji. Pomoću tog gradijenta se određuje smjer promjene nezavisne varijable u sljedećoj iteraciji i ako je vrijednost funkcije cilja veća u toj novoj točki, onda se ta točka prihvaća kao točka za sljedeću iteraciju; inače se uzima polovica udaljenosti između te dvije točke.

Druga metoda koja je uspoređivana s Quasi-Newtonovom metodom je optimizacija bez derivacija DFO – derivative free optimization. Kod nje se izbjegava problem vezan uz netočno izračunavanje gradijenta uslijed malih pogrešaka prilikom izračunavanja funkcije cilja. Objašnjenje njezinog rada prikazano je na jednodimenzionalnom primjeru: odabiru se tri vrijednosti nezavisne varijable i u njima se izračunava funkcija cilja. Kroz te točke se zatim provlači polinom drugoga reda te se traži vrijednost funkcije cilja u tjemenu te parabole. U sljedećem koraku se najudaljenija od te četiri točke odbacuje i kroz preostale tri točke se provlači nova krivulja drugoga reda. Potrebno je primijetiti da je za jednodimenzionalan problem trebalo četiri puta pozvati funkciju cilja. Za n-dimenzionalan problem potrebno je pozvati  $\frac{1}{2} \cdot (n-1) \cdot (n-2)$  puta funkciju cilja. Iako izračunavanje jedne iteracije traje dulje kod DFO metode, ukupan broj iteracija je kod nje manji pa je i ukupno vrijeme optimiranja bilo kraće nego li kod Quasi-Newton metode.

Autori su optimirali funkcije cilja s jednom, dvije, tri i osam nezavisnih varijabli te su problem s osam varijabli smatrali sustavom s velikim brojem nezavisnih varijabli.

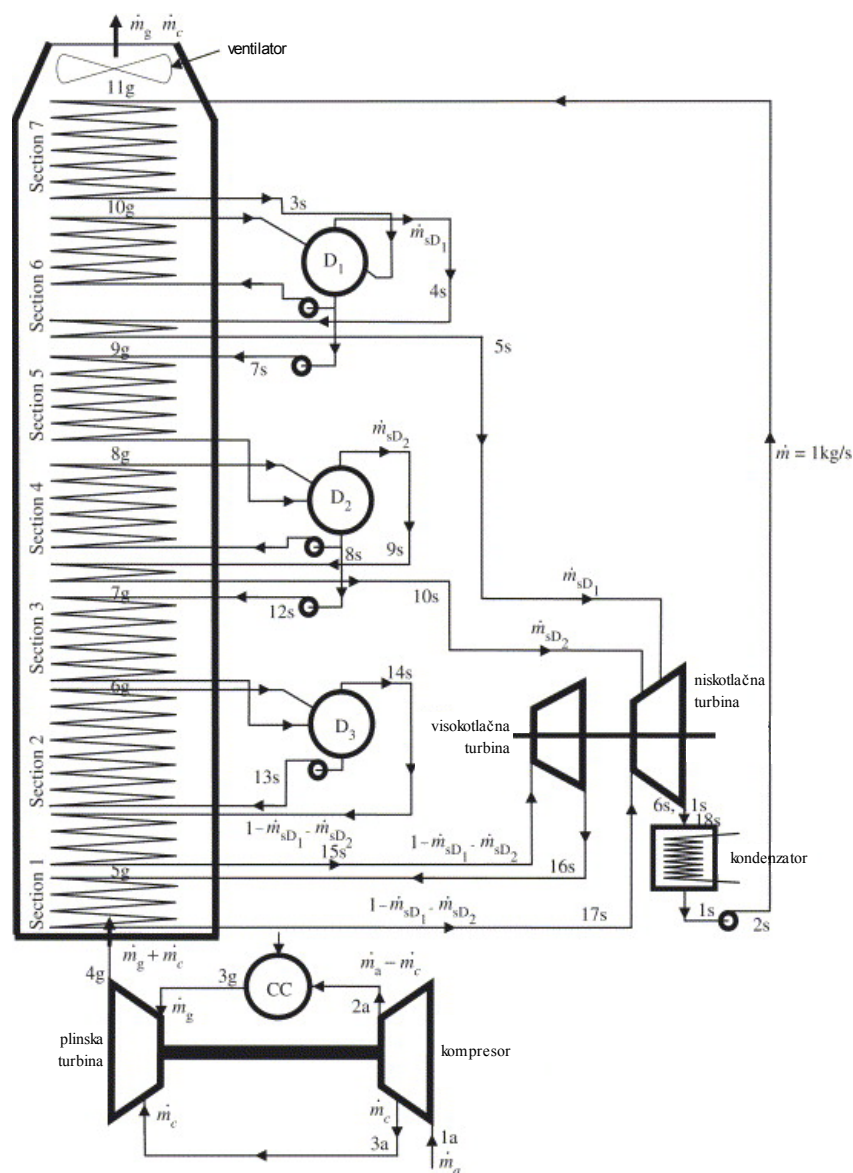
Shin J.Y. i ostali su u [18] napravili šest verzija generatora pare na otpadnu toplinu koristeći aplikaciju Gate Cycle. Promatrali su dobivenu snagu na parnoj turbini kao i ostale parametre rada postrojenja. Odabrali su General Electric-ovu plinsku turbinu PG7251FB snage 190 MW. Generator pare na otpadnu toplinu ima tri razine tlaka s međupregrijanjem u visokom tlaku. Vezu između ulaznih i izlaznih temperatura na strani vode i dimnih plinova svakoga izmjenjivača dobili su koristeći zakon održanja energije, a površinu izmjenjivača koristeći definiciju stupnja iskoristivosti izmjenjivača i srednji koeficijent prolaza topline.

Prve tri verzije generatora pare dobivene su tako da je mijenjan raspored izmjenjivačkih površina pregrijača visokog tlaka i međupregrijača. Kao osnovna, izabrana je verzija s paralelnim smještajem pregrijača i međupregrijača. Verzija s paralelnim smještajem pregrijača i međupregrijača se pokazala kao najbolja sa stanovišta iskorištavanja otpadne topline dimnih plinova i konverzije u mehanički rad. Verzija generatora pare s paralelnim smještajem izmjenjivača zahtijevala je najmanju ukupnu izmjenjivačku površinu generatora pare i ta razlika je dominantno ostvarena u krugu visokotlačne pare čime su ostvarene najveće uštede u investiciji. Autori navode kako je dosta teško pronaći pravu specifičnu cijenu izmjenjivačke površine jer su one poslovna tajna svakog pojedinog proizvođača opreme. Ipak navode kao okvirnu cijenu od 120 \$/m<sup>2</sup> za izmjenjivače u visokom tlaku, a 100 \$/m<sup>2</sup> za ostale izmjenjivačke površine. Ušteda između druge i treće verzije generatora pare iznosi oko 4% cijene generatora pare.

Druge tri verzije generatora pare odnose se na raspored izmjenjivačkih površina u srednjetermperaturnom području generatora pare. Pokazalo se kako je utjecaj rasporeda izmjenjivačkih površina srednjeg tlaka tri puta manji nego raspored u visokotlačnom dijelu generatora pare sa stanovišta povećanja snage parne turbine te kako je potrebno povećati oko 44% izmjenjivačke površine generatora pare kako bi se postiglo to povećanje.

Prema Bassily u [19], glavne metode za povećanje termodinamičke iskoristivosti kombiniranog procesa su: povećanje ulazne temperature na ulazu u plinsku turbinu,

smanjivanje nepovrativosti u generatoru pare na otpadnu toplinu te optimiranje cijeloga postrojenja. Matematički model je napravljen za postrojenje s tri razine tlaka pare s međupregrijanjem koje je prikazano na Slici 3.1. Generator pare na otpadnu toplinu je napravljen tako da sva voda ulazi na kraju generatora pare. Voda za srednji tlak se odvaja iz bubnja niskotlačne pare te se tlači na srednji tlak, a na isti način se voda za visoki tlak odvaja iz srednjetačnog bubnja te se tlači na visoki tlak. Autor vjerojatno nije postavio otplinjač upravo zbog vođenja cjelokupne mase vode kroz isti izmjenjivač na najnižem tlaku, što mu osigurava lagano otplinjavanje jer takva para postiže stanje blisko vreloj kapljevini već na izlasku iz niskotlačnog ekonomajzera.



3.1. Kombinirani ciklus s tri razine tlaka

Za razliku od uobičajenih otplinjača u kojima se voda zagrijava oduzetom parom iz parne turbine, ovdje se voda zagrijava topline dimnih plinova što doprinosi hlađenju dimnih plinova koje je ionako teško ohladiti. Na taj način nije došlo do smanjivanja snage u parnoj turbini oduzimanjem pare za otplinjač nego je ta topline dovedena pomoću dimnih plinova što doprinosi povećanju termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog ciklusa.

Neki od ulaznih parametara postrojenja navedeni su kako slijedi:

- Temperatura okoliša iznosi 15 °C, a tlak okoliša iznosi 101300 Pa.
- Izentropska iskoristivost parne turbine iznosi 90%.
- Izentropska iskoristivost pumpi iznosi 85%.
- Toplinski gubici generatora pare na otpadnu toplotu zbog povišene temperature vanjske stijenke iznose 1%.
- Mehanička iskoristivost iznosi 98%.

Pad tlaka dimnih plinova u generatoru pare na otpadnu toplotu je fiksni i iznosi 0.02 bara. Taj pad tlaka u potpunosti nadoknađuje ventilator na izlazu iz generatora pare na otpadnu toplotu tako da plinska turbina nema gubitak zbog povećanog tlaka na izlazu iz plinske turbine. Pad tlaka u generatoru pare na otpadnu toplotu na strani vode se zanemaruje. Para kondenzira u kondenzatoru pri tlaku koji odgovara temperaturi isparavanja koja je za 10 °C veća od okolišne temperature.

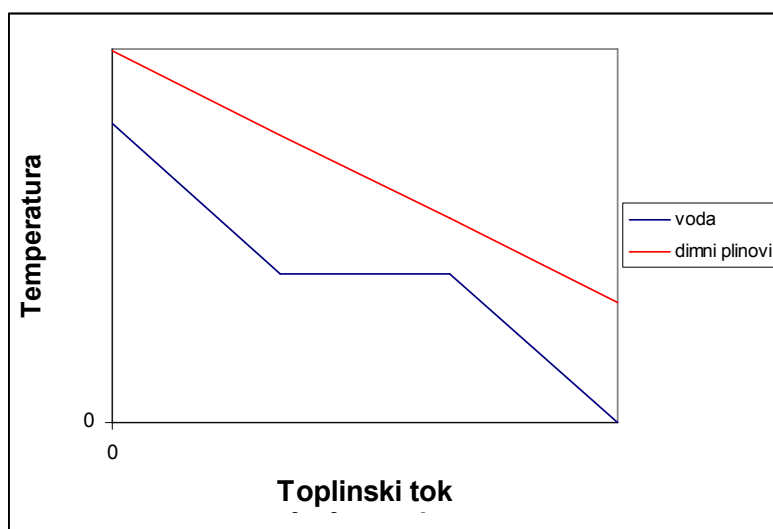
S obzirom na zadanu konfiguraciju generatora pare, Bassily je podijelio generator pare na sedam sekcija s obzirom na mogućnost pojavljivanja pinch točaka tako da sve pinch točke budu na krajevima izmjenjivačkih sekcija. To je osobito bitno jer bi u slučaju pojavljivanja pinch točke unutar izmjenjivača moglo doći do rezultata koji fizikalno nisu mogući.

## 4 Metodologija

### 4.1 Određivanje položaja pinch točke

Kako je prije rečeno pinch točke unutar generatora pare se javljaju tamo gdje dolazi do promjene specifičnog toplinskog kapaciteta jednog od medija, u ovom slučaju vode.

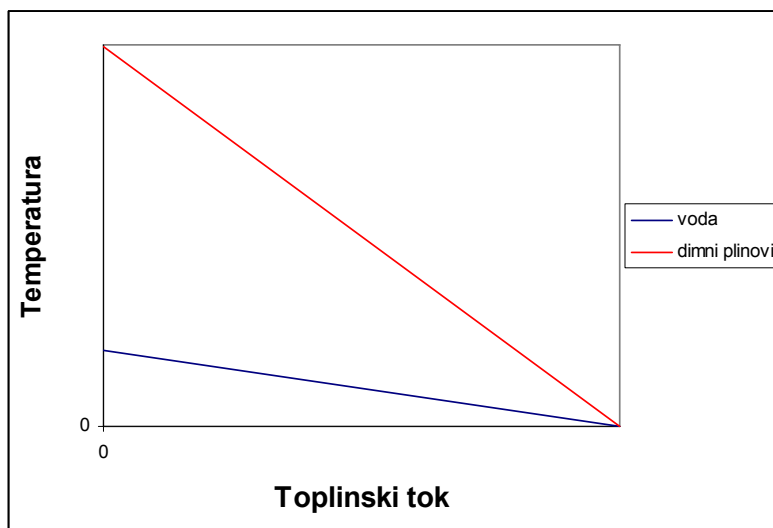
Zamislimo elementarni generator pare na otpadnu toplinu koji se sastoji od ekonomajzera, isparivača i pregrijača. U generator pare ulazi dimni plin zadane temperature, a na drugom kraju generatora pare ulazi voda zadanog tlaka i temperature. Prikaz rada takvog postrojenja može se prikazati u T-Q dijagramu kako je prikazano na Slici 4.1. Cilj takvog generatora pare je izmjenjivati što veći toplinski tok kako bi se što manje raspoložive energije iz dimnih plinova bacalo u okoliš.



#### 4.1. T-Q dijagram elementarnog generatora pare na otpadnu toplinu

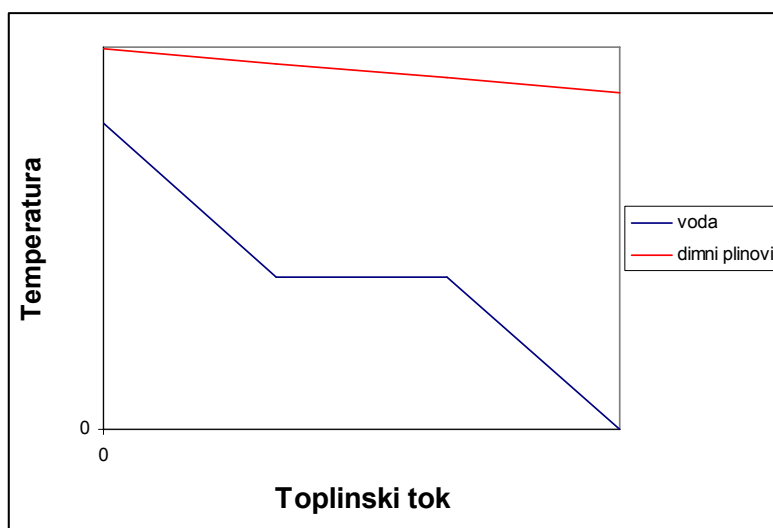
Ovo postrojenje ima tri moguće pinch točke: na ulazu vode u generator pare, na granici ekonomajzera i isparivača te na izlazu pare iz generatora pare. Najmanji energetske gubici u generatoru pare na otpadnu toplinu bili bi kada bi se temperatura dimnih plinova izjednačila s ulaznom temperaturom vode u generator pare. To bi moglo biti ostvareno tako da se u generator pare uvodi vrlo veliki protok vode tako da

niti ne dođe do isparavanja. Tada bi se dimne plinove, uz konačnu površinu izmjenjivača, moglo ohladiti bez problema do temperature malo više od ulazne temperature vode u generator pare. Takva situacija je prikazana na Slici 4.2.



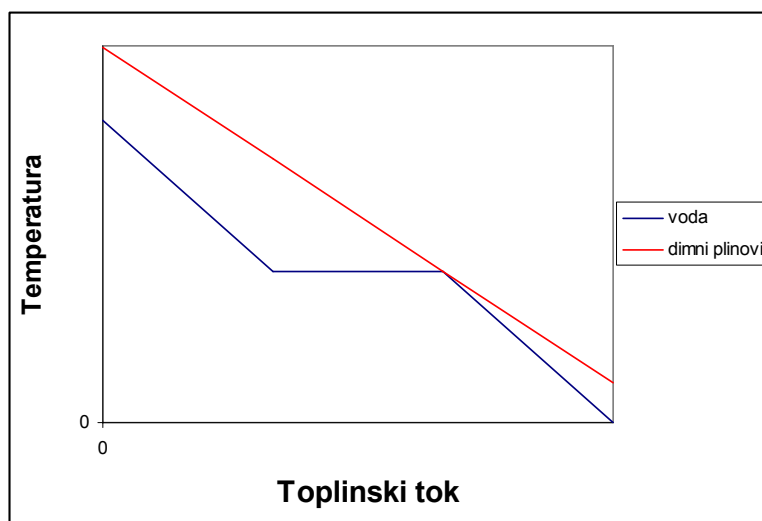
#### **4.2. T-Q dijagram generatora pare na otpadnu toplinu s velikim protokom vode**

Iako je u takvoj situaciji maksimalno iskorištena otpadna topline dimnih plinova, takva zagrijana voda nije podobna za dobivanje nikakvog rada. Štoviše na taj način je degradiran energetski izvor s više na nižu temperaturu i ako se zamisli da bi ta voda mogla biti ogrjevni spremnik za neki drugi proces, taj proces bi imao nižu termodinamičku iskoristivost nego li da se uporabio dimni plin kao ogrjevni spremnik. Druga ekstremna situacija se događa ako bi se kroz generator pare propustila vrlo mala količina vode. Tada bi dimni plinovi vrlo lako pregrijali paru do temperature bliske ulaznoj temperaturi dimnog plina u generator pare. Međutim, dimni plinovi bi se vrlo malo ohladili te bi s velikom temperaturom izlazili iz generatora pare što bi predstavljalo velike gubitke u generatoru pare. Takva situacija je prikazana na Slici 4.3.



#### ***4.3. T-Q dijagram generatora pare na otpadnu toplotinu s malim protokom vode***

Iako je takva situacija najbolja za termodinamičku iskoristivost ciklusa, jer je temperatura pare najviša, vrlo malo bi se dobilo snage na parnoj turbini jer je protok pare malen. Dakle, za optimalan ciklus kod ovakvog elementarnog generatora pare potrebno je propustiti maksimalni protok vode koji će dati pregrijanu paru takve temperature koju može podnijeti materijal pregrijača. Takva situacija je prikazana na Slici 4.4.

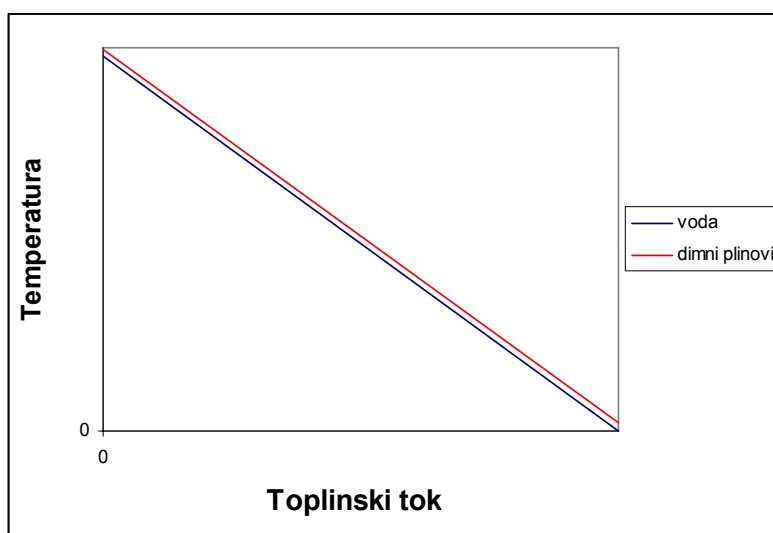


#### ***4.4. T-Q dijagram generatora pare na otpadnu toplotinu s beskonačnom površinom isparivača i ekonomajzera***

Tada će se kao ograničavajući faktor pojaviti pinch točka na granici između ekonomajzera i pregrijača. Dakako da bi takav isparivač i ekonomajzer imali



beskonačno veliku površinu jer su na ulazu u isparivač jednake temperature dimnog plina i vrele kapljevine. Također, tada dimne plinove neće biti moguće ohladiti do temperature bliske ulaznoj temperaturi vode. Razmatrajući samo bilance energije, odnosno onaj toplinski tok koji predaju dimni plinovi i taj isti toplinski tok koji prima voda, mogao bi se zamisliti i generator pare čiji je rad prikazan na Slici 4.5. Takav generator pare, ako bi materijal pregrijača to dopuštao, bi bio generator pare koji bi ohladio dimne plinove do temperature vode na ulazu u generator pare i istovremeno pregrijavao paru do temperature dimnih plinova na ulazu u generator pare. Na taj način bili bi ostvareni i minimalni gubici osjetne topline dimnih plinova na izlasku iz generatora pare kao i maksimalna temperatura pare što bi uz pogodan tlak pare moglo osigurati najbolji termodinamički ciklus. Međutim, iako bi se računski takva situacija mogla dobiti, ne računajući što se događa unutar izmjenjivača, nego gledajući samo njegove krajeve, takva situacija u stvarnosti ipak nije moguća niti za jedan tlak pare osim za onaj pri kojem je ulazna temperatura vode u generator pare jednaka temperaturi isparavanja. Razlog leži u promjenjivom specifičnom toplinskom kapacitetu vode na putu od vode do pregriijane pare čime neminovno dolazi do pinch točke unutar generatora pare i time do razdvajanja temperaturne krivulje dimnog plina i vode na temperaturama nižim od mjesta na kojem se nalazi pinch točka.



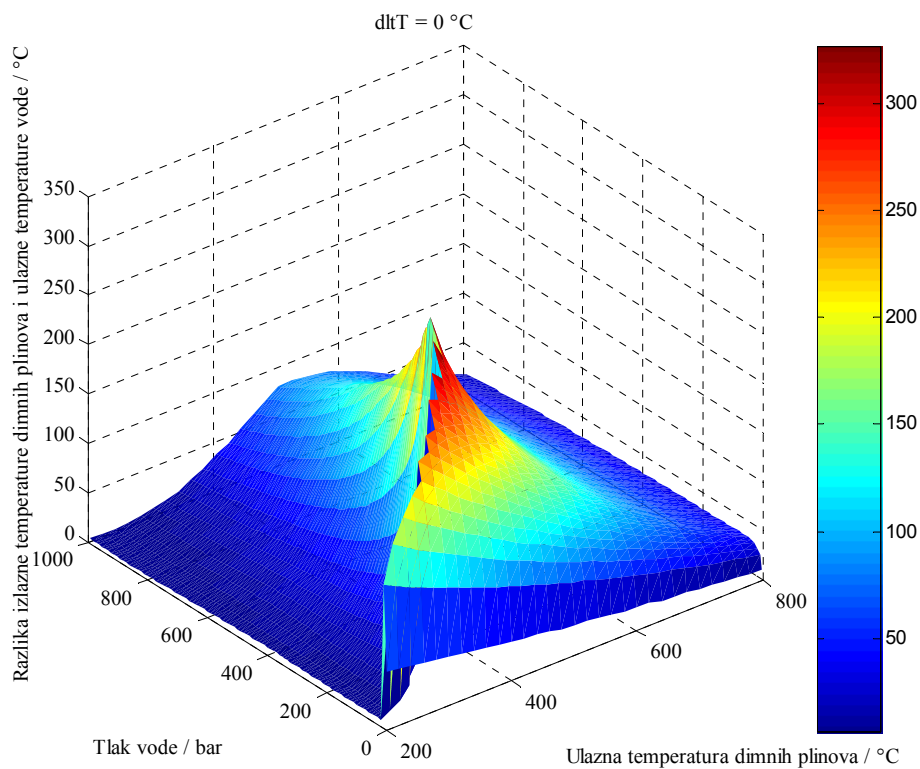
#### ***4.5. T-Q dijagram idealnog elementarnog generatora pare s minimalnim temperaturnim razlikama između primara i sekundara.***

Na prethodno opisane situacije bitno utječe izbor tlaka vode. S povećanjem tlaka smanjuje se latentna topline isparavanja, ali se isparavanje odvija na višim temperaturama tako da se i pinch točka nalazi na višim temperaturama čime se

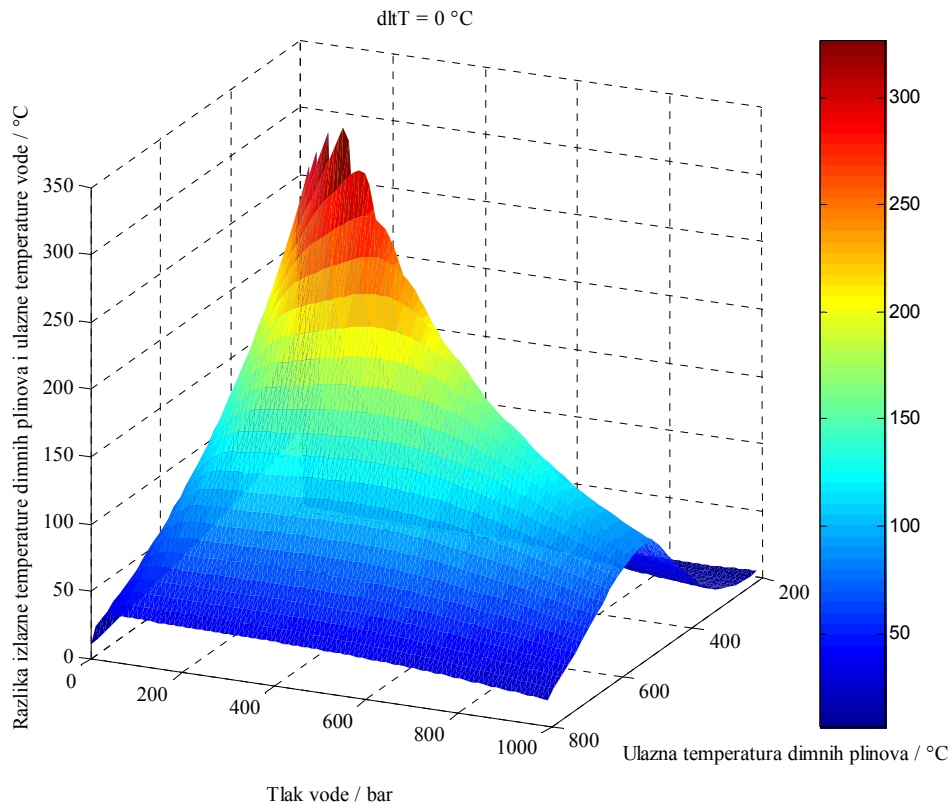
povećava gore spomenuto razdvajanje temperaturnih profila. Kako bi se moglo dodatno razmotriti ovu problematiku, u sljedećem poglavlju napravljena je analiza osjetljivosti razlike izlazne temperature dimnog plina iz generatora pare i ulazne temperature vode u generator pare s obzirom na tlak vode.

#### **4.1.1 Izlazna temperatura dimnog plina iz generatora pare**

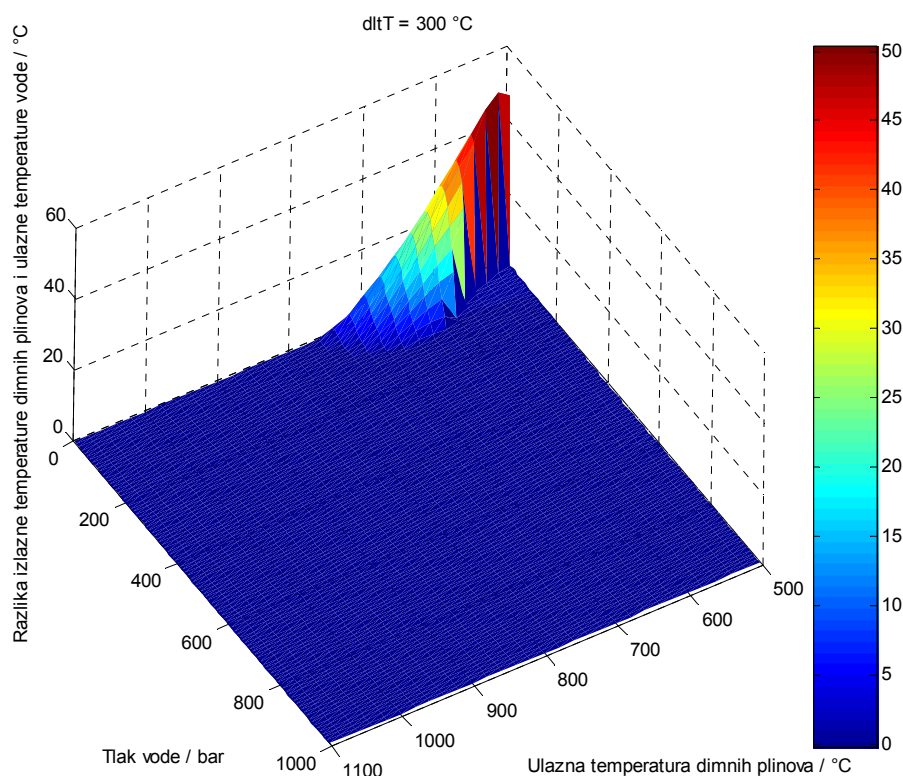
Kako bi se promotrla problematika hlađenja dimnih plinova vodom u generatoru pare na otpadnu toplotu, napravljen je matematički model jednostavnog generatora pare na otpadnu toplotu koji se sastoji od ekonomajzera, isparivača i pregrijača. Zanemareni su padovi tlaka vode odnosno pare kao i toplinski gubici na vanjskim stijenkama generatora pare. Ulazna temperatura vode u generator pare je 25 °C. Pretpostavlja se da je pinch točka jednaka nuli, odnosno dimni plin i voda imaju jednaku temperaturu u nekom području generatora pare. Budući da je to mjesto nepoznato, generator pare je podijeljen na 200 dijelova u kojima se izmjenjuju jednaki toplinski tokovi. Takva podjela će rezultirati različitim površinama za svaki podjeljak, a za ona dva u kojima se nalazi pinch točka, površina će biti beskonačno velika. Zbog velikog broja slika u kojima su prikazani rezultati, slike su stavljene u Prilog, a ovdje će biti prikazani samo trodimenzijski prikazi nekih slika iz Priloga. Na Slici 10.1. prikazane su razlike izlaznih temperatura dimnih plinova iz generatora pare i ulaznih temperatura vode u generator pare kada su izlazne temperature pare iz generatora pare jednake ulaznim temperaturama dimnog plina ( $dT = 0$ ). Na apscisi su tlakovi vode od 1 do 1000 bara, a parametarski su prikazane temperature dimnog plina na ulazu u generator pare od 200 do 800 °C. Slike 10.2- 10.10 prikazuju identične veličine kao i Slika 10.1., ali je na svakoj od njih u naslovu slike izražena različita razlika ulaznih temperatura dimnog plina i izlaznih temperatura pare ( $dT$ ). Na Slikama 4.6 i 4.7 trodimenzionalno je prikazana Slika 10.1.



4.6. Trodimenzijski prikaz Slike 10.1.



4.7. Trodimenzijski prikaz Slike 10.1 iz drugog kuta



#### 4.8. Trodimenzijski prikaz Slike 10.10.

Iz Slike 10.1- 10.10 može se vidjeti da je za vrlo male i vrlo velike tlakove, razlika temperatura medija na izlazu iz generatora pare mala te da postoji maksimum između tih vrijednosti. Također, može se zaključiti da razlika temperature dimnog plina na izlazu iz generatora pare i vode na ulazu u generator pare opada s porastom temperaturne razlike dvaju medija na ulazu dimnog plina u generator pare tako da je za razliku temperatura među medijima na ulazu u generator pare od 80 i više °C moguće u potpunosti ohladiti dimni plin do ulazne temperature vode u generator pare. U takvom slučaju pinch točka se nalazi jedino na izlazu iz generatora pare i osigurava potpuno iskorištenje entalpije dimnih plinova. Što je razlika temperatura između medija na ulazu u generator pare veća to su tlakovi vode pri kojima je moguće u potpunosti ohladiti dimne plinove niži. Ovakva mogućnost potpunog hlađenja dimnog plina posljedica je smanjivanja promjena specifičnog toplinskog kapaciteta vode i pare tijekom zagrijavanja s povećanjem tlaka, kako je već prethodno objašnjeno. Također, može se vidjeti da su radni parametri u današnjim generatorima pare na otpadnu toplinu upravo u području s visokim izlaznim temperaturama dimnog plina. Zbog toga današnji generatori pare sadrže dodatne krugove pare koji su na nižim

tlakovima kako bi se što više iskoristila otpadna topline dimnih plinova pri nižim temperaturama.

#### **4.1.2 Uvođenje dodatnih krugova pare**

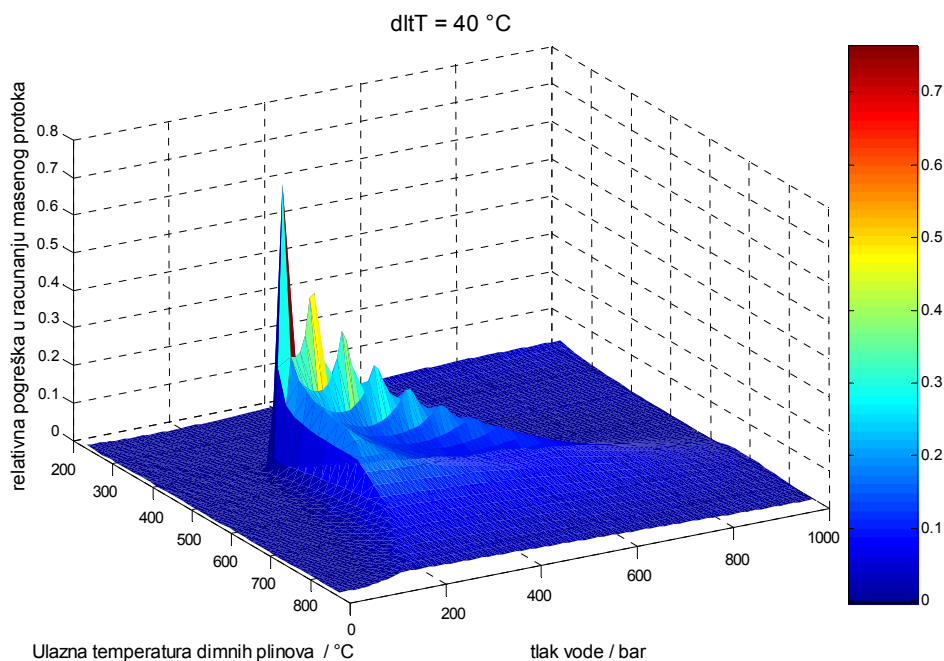
S dodatnim krugovima pare i pažljivim odabirom njihovih tlakova i masenih protoka moguće je daleko više ohladiti dimne plinove u generatorima pare na otpadnu toplinu u odnosu na samo jedan krug pare. Međutim, ti dodatni krugovi pare iskorištavaju otpadnu toplinu generatora pare pri nižim temperaturama dimnih plinova tako da su termodinamičke korisnosti njihovih ciklusa niže. Iako se dodavanjem dodatnih krugova pare može gotovo u potpunosti iskoristiti otpadna topline dimnog plina, njihovo uvođenje ima manji utjecaj na porast termodinamičke iskoristivosti cijeloga ciklusa u odnosu na hipotetsku mogućnost iskorištavanja cjelokupne otpadne topline samo s jednim krugom pare koji radi na optimalnim parametrima.

Osim iskorištavanja cjelokupne otpadne topline u generatoru pare, za ukupnu termodinamičku iskoristivost postrojenja bitna je termodinamička iskoristivost ciklusa koji se odvija u parnoturbinskom postrojenju i koja načelno raste s porastom i tlaka i temperature pare na ulazu u turbinu. Nalaženje najveće termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog ciklusa podrazumijeva iskorištavanje što veće količine otpadne topline iz dimnih plinova uz istovremeno osiguravanje takvih parametara jednog ili više krugova pare koji će dati najviše mehaničke snage u parnoj turbini umanjene za snagu potrebnu za pogon pumpi napojne vode. Najviše snage iz parne turbine, uz ograničenje ulazne temperature pare u turbinu, dobit će se ako se postigne maksimalno dopuštena vlažnost pare na izlazu iz turbine, pri što manjem tlaku u kondenzatoru, jer je tada najniža entalpija pare koja izlazi iz parne turbine. Uz osiguravanje takvog stanja pare na izlazu iz parne turbine potrebno je imati što veći protok takve pare, a on je ograničen pinch točkom u generatoru pare. Sve gore navedene stvari nemoguće je istovremeno ostvariti te stoga postoji opravdana potreba za provođenje postupka optimizacije parnoturbinskog ciklusa.

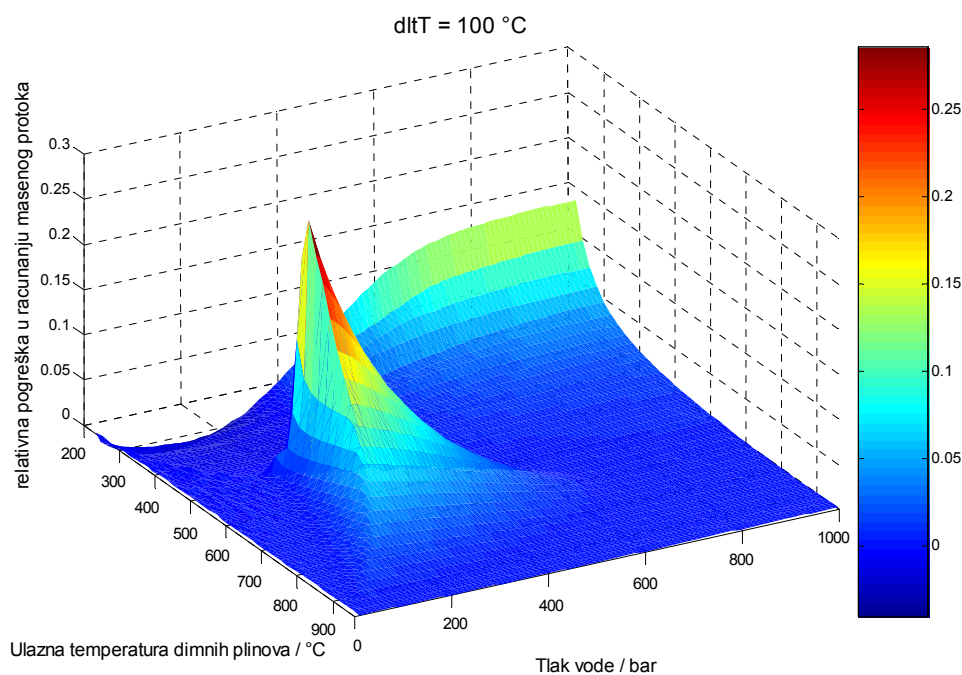
#### **4.1.3 Položaj pinch točke**

Kod proračuna generatora pare na otpadnu toplinu uobičajeno se uzima da je pinch točka na mjestu početka isparivača. Za natkritične tlakove uzeto je da se isparavanje

dogada pri entropiji koju ima kritična točka i koja iznosi 4.24 kJ/kgK te da je na tom mjestu pinch točka. Kako bi se vidjela kolika je mogućnost pogrešnog izračuna masenog protoka, uspoređen je izračun maksimalno mogućeg protoka u generatoru pare na otpadnu toplotu s pinch točkom na mjestu vrele kapljevine te maksimalnog protoka pare računatog na način da se generator pare podijeli na 200 dijelova te da se nađe fizikalno moguć maksimalni protok pare. Rezultati su prikazani na Slici 4.9 i Slici 4.10 za razliku temperatura između medija na ulazu u generator pare od 40 i 100 °C. Vidi se da je moguće dobiti i do 30% veći protok pare pretpostavljajući položaj pinch točke na mjestu vrele kapljevine. Najveći iznosi pogrešaka vide se na prvoj slici u obliku šiljaka, ali oni se nalaze u području gdje voda samo isparava bez mogućnosti pregrijavanja. Više šiljaka je posljedica diskretnog izračuna te bi se ti šiljci stopili u glatku krivulju u slučaju računanja s manjim podjeljcima tlaka i temperature na apscisama. Područje interesantno za proračune u ovom radu su temperature oko 600 °C i tlakovi oko kritičnog tlaka. Zanimljivo na prvoj slici šiljke u području isparavanja, najveće pogreške pri izračunu najvećeg protoka su upravo u području oko 600 °C i kritičnog tlaka. Na drugoj slici, za razliku temperatura između medija na ulazu u generator pare od 100 °C, nema više šiljaka u području isparavanja, ali se povećava pogreška u području interesantnom za ovaj rad, naročito u području tlakova većih od kritičnog tlaka.

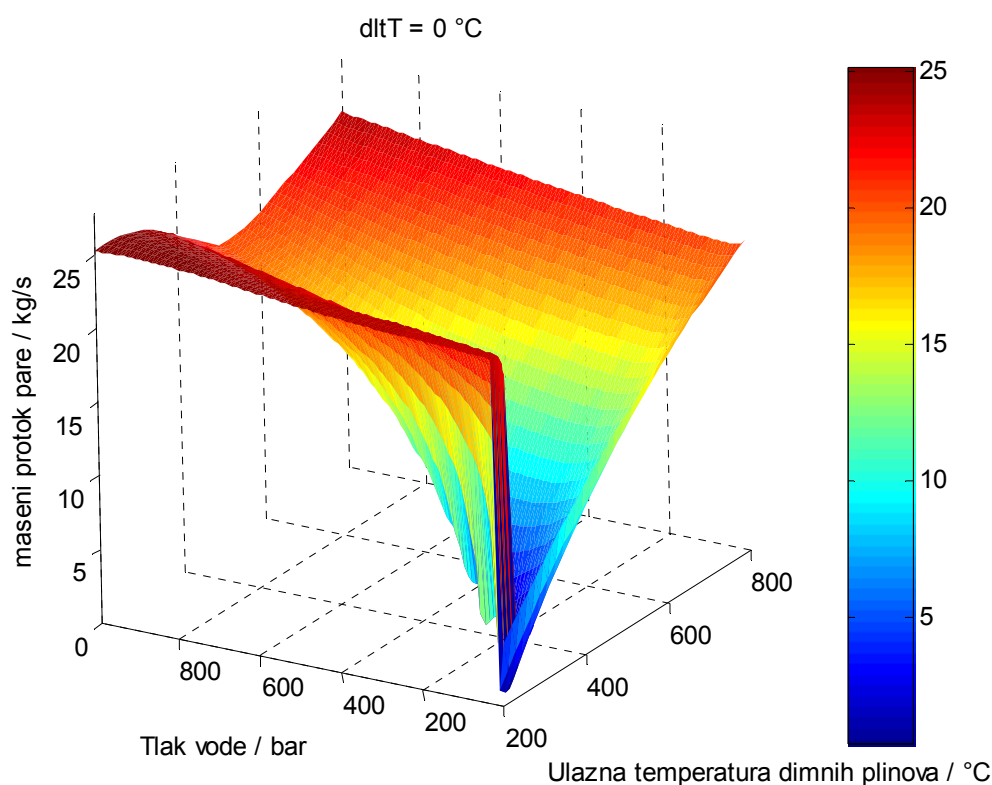


**4.9. Relativna pogreška pri računanju najvećeg masenog protoka u generatoru pare na otpadnu toplinu za razliku temperatura između medija na ulazu u generator pare od  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$**



**4.10. Relativna pogreška pri računanju najvećeg masenog protoka u generatoru pare na otpadnu toplinu za razliku temperatura između medija na ulazu u generator pare od  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$**

Uzrok pogrešnog računanja najvećeg mogućeg protoka nalazi se u krivoj pretpostavci položaja pinch točke. Budući da se proračunom uzimaju u obzir samo stanja medija na krajevima izmjenjivača, pogrešnim odabirom temperature vode na krajevima izmjenjivača moguće je izbjeći stvarnu pinch točku te na taj način proračunom dobiti veći maseni protok vode kroz generator pare nego li je to stvarno moguće dobiti. Drugim riječima, u tako pogrešno izračunatom generatoru pare, detaljnim ispitivanjem temperatura vode unutar izmjenjivača došlo bi do presijecanja temperaturnih krivulja dimnog plina i vode u okolini stvarne pinch točke što se protivi drugom stavku termodinamike. U ovako promatranom slučaju, protok pare je direktno obrnuto razmjeran izlaznoj temperaturi dimnog plina iz generatora pare što se vidi usporedbom Slike 4.11 sa Slikom 4.6.

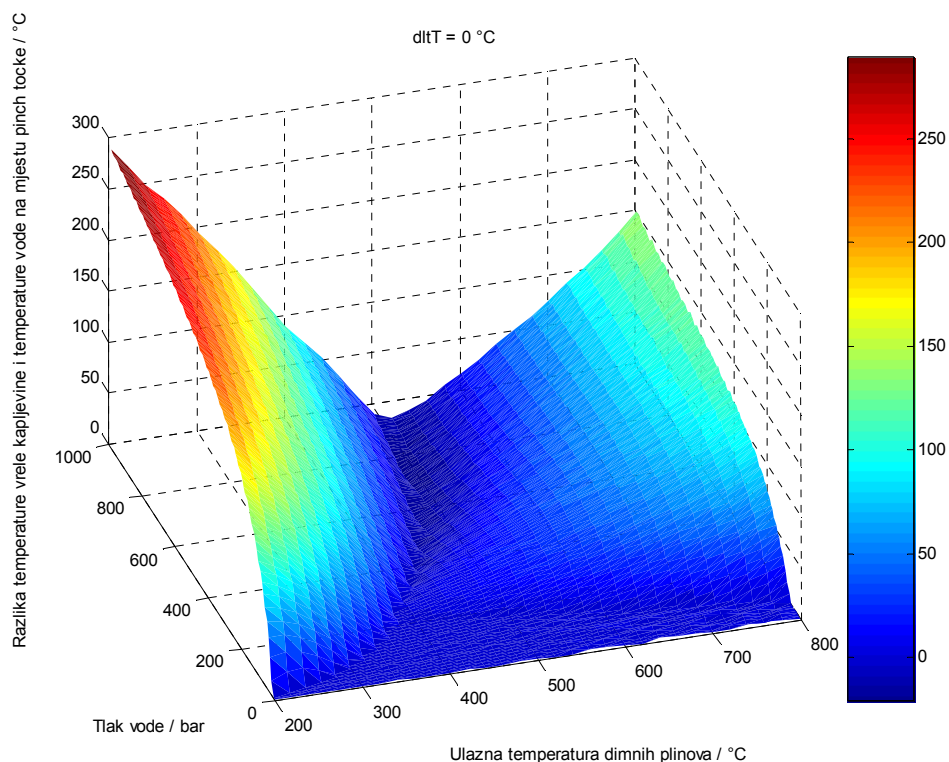


#### ***4.11. Najveći stvarno moguć protok pare u jednostavnom generatoru pare na otpadnu toplinu***

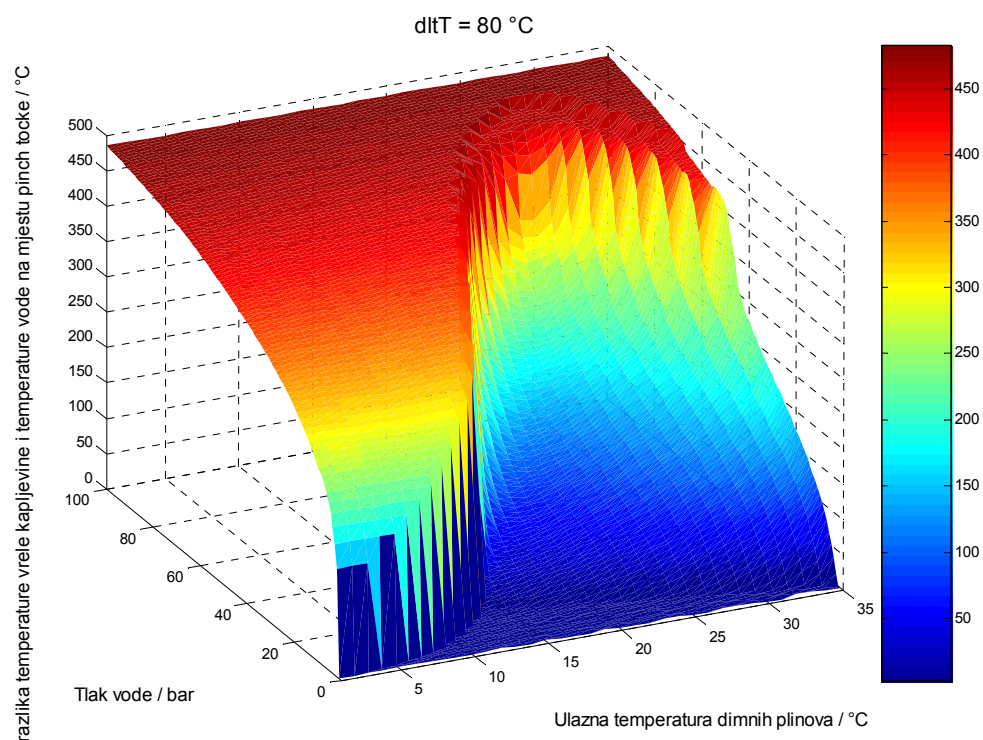
Na Slikama 4.12, 4.13, 4.14 i 4.15 prikazana je razlika temperatura vrele kapljevine i temperature vode na mjestu stvarne pinch točke za razliku temperatura između medija na ulazu u generator pare od 0  $^{\circ}\text{C}$ , 80  $^{\circ}\text{C}$ , 150  $^{\circ}\text{C}$  i 300  $^{\circ}\text{C}$ , kao mjera



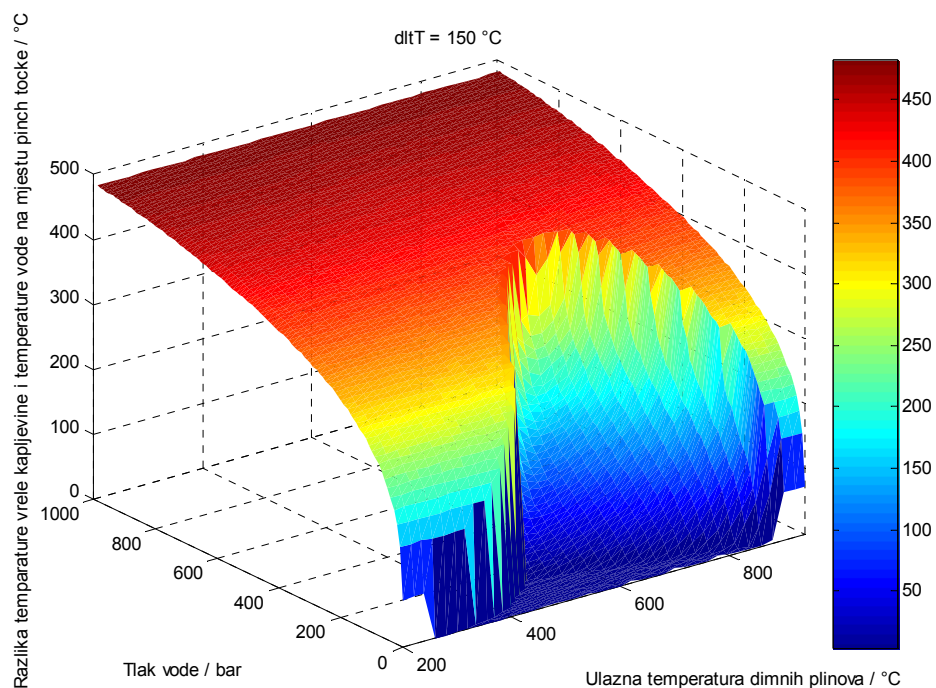
za pogrešno određivanje pinch točke. Krivulja koja se kao envelope prikazuje na drugoj, trećoj i četvrtoj slici i koja zauzima na svakoj sljedećoj slici sve veće područje su područja na kojima je pinch točka na izlazu iz generatora pare te kao takva ne predstavljaju pogrešku računanja položaja pinch točke. Stvarno velike pogreške u računanju pinch točke nalaze se malo ispod te krivulje jer su tu najveće razlike temperatura vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke. I iz ovih slika vidljivo je kako su najveće pogreške u području temperatura oko 600 °C i tlakova bliskim kritičnom tlaku.



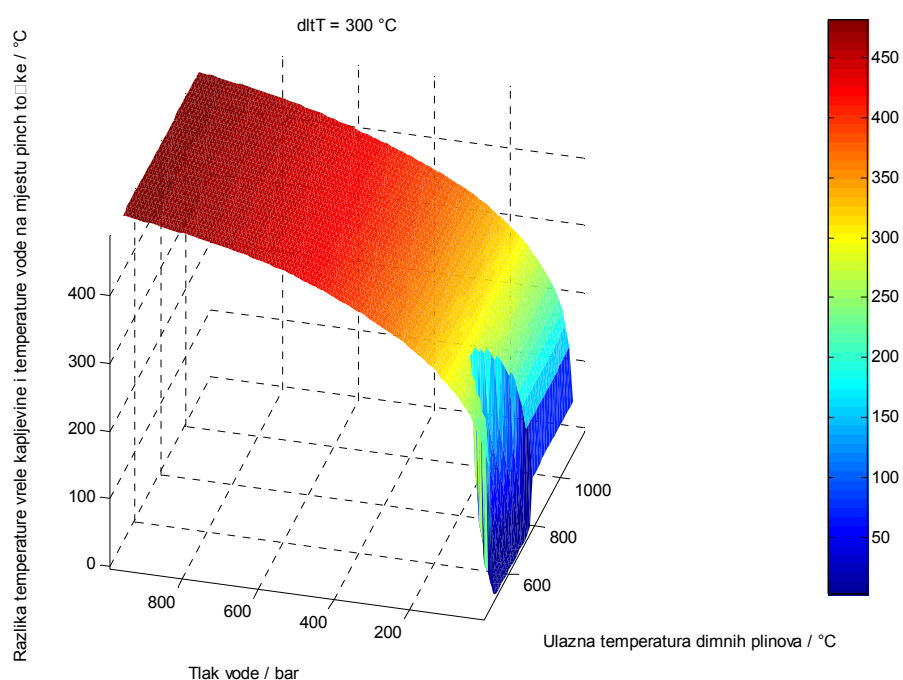
**4.12. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu pinch točke za razliku temperatura između medija na ulazu u generator pare od  $0^\circ\text{C}$**



**4.13. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu pinch točke za razliku temperatura između medija na ulazu u generator pare od  $80^\circ\text{C}$**



**4.14. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu pinch točke za razliku temperatura između medija na ulazu u generator pare od 150 °C**



**4.15. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu pinch točke za razliku temperatura između medija na ulazu u generator pare od 300 °C**

## 4.2 Matematički model

### 4.2.1 Fizikalne osnove

Izmjena topline u izmjenjivaču može se opisati sljedećom jednačinom:

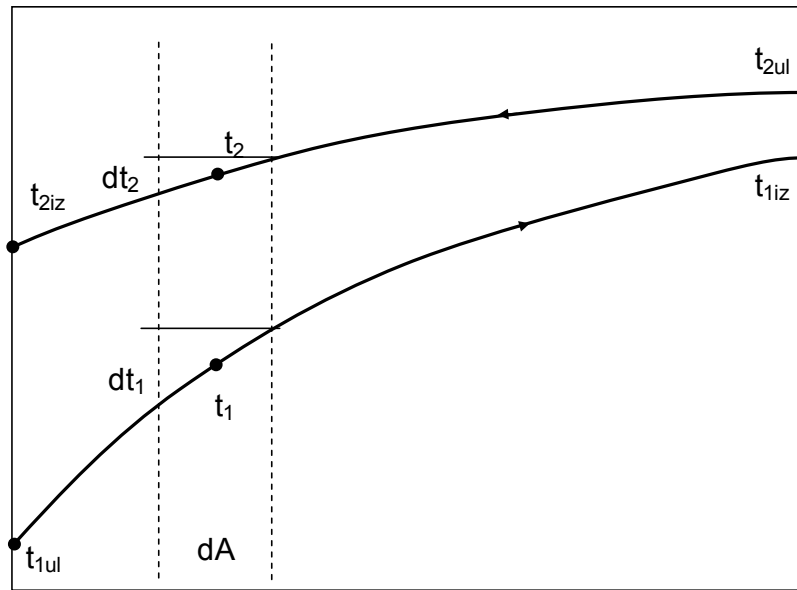
$$Q = k \cdot A \cdot dt_m \quad (1.1.6)$$

gdje je  $Q$  toplinski tok,  $A$  površina izmjenjivača,  $k$  koeficijent prolaza topline, a  $dt_m$  je srednja razlika temperatura između dviju struja. Na Slici 4.16 shematski su prikazani tijekovi temperatura unutar protusmjernog izmjenjivača s dvije struje. Kada se u izmjenjivaču temperature obje struje ne bi mijenjale, kao što je slučaj kod promjene faza obje struje,  $dt_m$  bi bilo jednostavno odrediti kao razliku temperatura tih struja. Ako struje ne mijenjaju fazu, što je najčešći slučaj u generatoru pare na otpadnu toplotu gdje se promjena faze događa samo u isparivačima i to kod jedne struje, tada se duž izmjenjivača mijenjaju temperature obje struje. Kako bi se u takvom općenitom slučaju odredila srednja razlika temperatura između dviju struja pristupit će se sljedećem razmatranju.

Na Slici 4.16 je prikazan protusmjerni izmjenjivač topline s prikazom njegovog infinitezimalnog dijela površine  $dA$ . Izmijenjen toplinski tok na tom dijelu iznosi:

$$dQ = k \cdot (t_2 - t_1) \cdot dA \quad (1.1.7)$$

gdje su  $t_1$  i  $t_2$  srednje temperature struje 1 i 2 na tom dijelu izmjenjivača.



#### 4.16. Protusmjerni izmjenjivač

S druge strane, gledajući obje struje i poštujući zakon o održanju energije može se napisati

$$dQ = m_1 \cdot c_1 \cdot dt_1 = m_2 \cdot c_2 \cdot dt_2 \quad (1.1.8)$$

gdje je  $m_1$  maseni protok struje jedan,  $c_1$  specifični toplinski kapacitet struje jedan i  $dt_1$  prirast temperature struje jedan. Analogne oznake su za struju dva. Iz jednadžbe (1.1.8) slijedi:

$$dt_2 - dt_1 = dQ \cdot \left( \frac{1}{m_2 \cdot c_2} - \frac{1}{m_1 \cdot c_1} \right) \quad (1.1.9)$$

Ako se (1.1.7) uvrsti u (1.1.9) dobije se

$$\frac{d(t_2 - t_1)}{t_2 - t_1} = k \cdot \left( \frac{1}{m_2 \cdot c_2} - \frac{1}{m_1 \cdot c_1} \right) \cdot dA \quad (1.1.10)$$

Integriranjem po cijeloj površini izmjenjivača dobije se

$$\ln(t_2 - t_1)_{A=A} - \ln(t_2 - t_1)_{A=0} = k \cdot \left( \frac{1}{m_2 \cdot c_2} - \frac{1}{m_1 \cdot c_1} \right) \cdot A \quad (1.1.11)$$

Iz jednadžbi

$$Q = m_1 \cdot c_1 \cdot (t_{1iz} - t_{1ul}) \quad (1.1.12)$$

$$Q = m_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2ul} - t_{2iz}) \quad (1.1.13)$$

slijedi

$$\frac{1}{m_1 \cdot c_1} = \frac{t_{1iz} - t_{1ul}}{Q} \quad (1.1.14)$$

$$\frac{1}{m_2 \cdot c_2} = \frac{t_{2ul} - t_{2iz}}{Q} \quad (1.1.15)$$

Supstituiranjem izraza  $\frac{1}{m_1 \cdot c_1}$  i  $\frac{1}{m_2 \cdot c_2}$  u jednadžbi (1.1.11) izrazima (1.1.14) i

(1.1.15) te uvažavajući činjenicu da je  $\ln x_1 - \ln x_2 = \ln\left(\frac{x_1}{x_2}\right)$  dobiva se

$$Q = k \cdot A \cdot \frac{(\Delta t_1 - \Delta t_2)}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} \quad (1.1.16)$$

pri čemu je

$$\Delta t_1 = t_{2iz} - t_{1ul} \quad (1.1.17)$$

$$\Delta t_2 = t_{2ul} - t_{1iz} \quad (1.1.18)$$

Uspoređujući jednadžbe (1.1.6) i (1.1.16) slijedi da je izraz za srednju razliku temperatura u izmjenjivaču:

$$dt_m = \frac{(\Delta t_1 - \Delta t_2)}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} \quad (1.1.19)$$

Takva srednja razlika temperatura u izmjenjivaču se naziva srednja logaritamska razlika temperatura. Ovdje je opisan protusmjerni izmjenjivač jer su oni najbliži izmjenjivačima koji se koriste u generatorima pare na otpadnu toplinu. Kod

istosmjernih izmjenjivača srednja logaritamska razlika temperatura se računa na identičan način:  $\Delta t_1$  kao razlika temperatura dviju struja na jednom kraju izmjenjivača, a  $\Delta t_2$  kao razlika temperatura na drugom kraju izmjenjivača. Iz jednadžbe (1.1.19) vidi se da je srednja logaritamska razlika temperatura funkcija temperatura na krajevima izmjenjivača i ne ovisi o karakteristikama izmjenjivača. Potrebno je naglasiti pretpostavke pod kojima vrijedi ovakva formula:

- Specifični toplinski kapaciteti obje struje su konstantni što uglavnom zahtjeva da nema promjene faza.
- Koeficijent prolaza topline se ne mijenja duž izmjenjivača.
- Izmjenjivač ima samo jedan prolaz medija.

U stvarnosti izmjenjivači često ne zadovoljavaju gornje kriterije pa je potrebno uvesti korekcijski faktor za srednju logaritamsku razliku temperatura ili izmjenjivač matematički prikazati kao više podizmjenjivača.

U izmjenjivaču načelno uvijek postoji jača i slabija struja. Jača struja je ona koja ima veći toplinski kapacitet koji je umnožak masenog protoka i specifičnog toplinskog kapaciteta. Posljedica toga je da će se jačoj struji manje promijeniti temperatura prolaskom kroz izmjenjivač u odnosu na slabiju struju. Tako da će se kod protusmjernog izmjenjivača u slučaju povećanja površine izlazna temperatura slabije struje skroz približiti ulaznoj temperaturi jače struje.

#### **4.2.2 Rješavanje sustava jednadžbi izmjenjivača**

Sljedeće jednadžbe matematički opisuju izmjenjivač topline:

$$Q = k \cdot A \cdot dt_m \quad (1.1.20)$$

$$Q = m_1 \cdot (h_{1iz} - h_{1ul}) \quad (1.1.21)$$

$$Q = m_2 \cdot (h_{2ul} - h_{2iz}) \quad (1.1.22)$$

$$dt_m = \frac{(\Delta t_1 - \Delta t_2)}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} \quad (1.1.23)$$

Za vodenu paru, koja je radni medij u generatorima pare na otpadnu toplinu, entalpija se obično računa pomoću toplinskih tablica, a ne kao umnožak specifičnog toplinskog kapaciteta i temperature jer se specifični toplinski kapacitet bitno mijenja i s tlakom i s temperaturom. Postoje računalne toplinske tablice koje računaju različita svojstva medija pozivanjem prikladnih funkcija. Na taj način nažalost ostaje nepoznata analitička veza između temperature i entalpije ili entalpije i temperature. Takvu vezu možemo označiti kao

$$h_{1ul} = f_1(t_{1ul}) \quad (1.1.24)$$

$$h_{1iz} = f_1(t_{1iz}) \quad (1.1.25)$$

$$h_{2ul} = f_2(t_{2ul}) \quad (1.1.26)$$

$$h_{2iz} = f_2(t_{2iz}) \quad (1.1.27)$$

Računalne toplinske tablice obično rade linearnom interpolacijom između tabličnih vrijednosti ili vrijednosti računaju pomoću polinoma. Računanje polinomima je praktičnije jer daje točnije rezultate u područjima bliskim krivulji zasićenja za razliku od računanja linearnom interpolacijom koje može dati netočan rezultat oko krivulje zasićenja zbog nedovoljno guste mreže tabličnih vrijednosti. U ovom radu će se koristiti 'Xsteam' - toplinske tablice za vodu koje rade po standardu IAPWS IF-97. U uputama se navodi da računaju svojstva vode za tlakove od 0 do 1000 bara i za temperature od 0 do 2000 °C, ali je proračunom utvrđeno da za tlakove do 100 bara računaju entalpiju od 0 do 2000 °C, ali za tlakove od 100 do 1000 bara entalpiju računaju samo do temperature od 800 °C. Kako današnje najviše temperature pare ne prelaze 600 °C ovo ograničenje nije imalo ograničavajućeg utjecaja na provedene izračune u ovom radu.

Gornji sustav jednadžbi moguće je riješiti analitički, ako su zadane sve temperature odnosno sve entalpije na krajevima izmjenjivača, a potrebno je izračunati izmijenjen toplinski tok i površinu izmjenjivača. U obrnutom slučaju, kada je poznata površina i ulazne temperature u sustav izmjenjivača, a potrebno je izračunati izlazne temperature iz izmjenjivača i izmijenjenu toplinu, sustav jednadžbi je potrebno rješavati nekom od numeričkih metoda. Upravo zato je u matematičkom modelu generatora pare na otpadnu toplinu odabran prvi pristup rješavanja gornjeg sustava jednadžbi jer bi u suprotnom rješavanje takvog sustava za mrežu izmjenjivača moglo potrajati i više od jednog sata. Tada bi korištenje genetskih algoritama za traženje ekstrema takve



funkcije izgubilo svaki smisao jer genetski algoritmi mogu zahtijevati i više od nekoliko stotina tisuća puta pozivanja funkcije cilja.

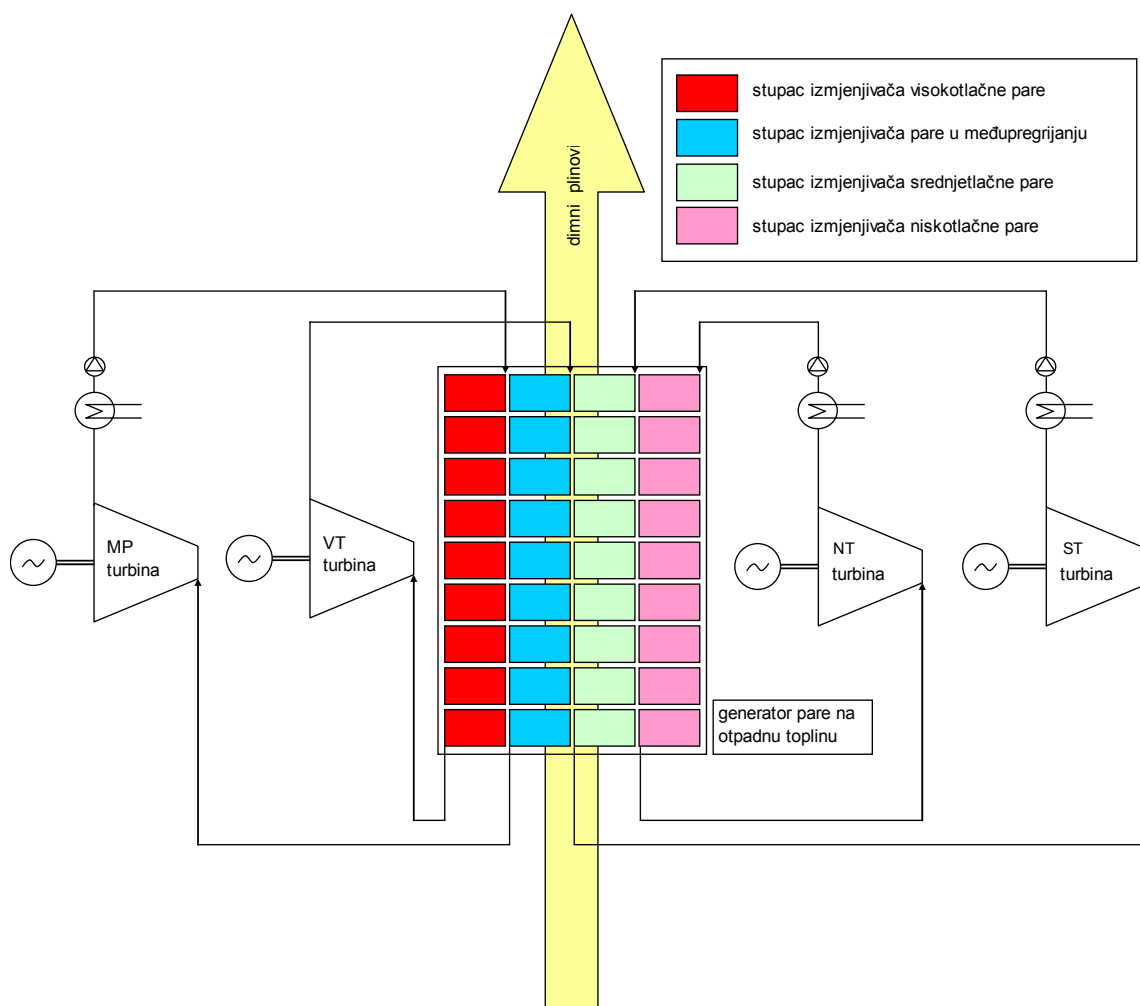
#### 4.2.3 Matematički model parnoturbinskog ciklusa

Kako bi se proveo postupak optimiranja parnoturbinskog ciklusa, napravljen je matematički model parnoturbinskog postrojenja sa minimalnim ograničenjima. Tako je generator pare na otpadnu toplinu zamišljen kao matrica izmjenjivača u paralelnom i serijskom razmještaju kako je prikazano na Slici 4.17. S dovoljnim brojem redaka i stupaca, na taj način je moguće opisati bilo koji postojeći generator pare na otpadnu toplinu. Svaki stupac označava jedan krug pare ili jedan međupregrijač. Postrojenje prikazano na Slici 4.17 ima tri kruga pare s međupregrijanjem u visokotlačnom krugu pare. S dovoljnim brojem serijskih podjeljaka moguć je proizvoljan razmještaj izmjenjivača, kako u paralelnom, tako i u serijskom međusobnom položaju. Program za optimiranje određuje priraste entalpija u svakom izmjenjivaču te oni mogu biti jednaki i nuli što znači da na tom mjestu nema izmjenjivača. Na taj način optimizacijska rutina određuje konfiguraciju generatora pare na otpadnu toplinu. Svaki krug pare ima svoju turbinu radi što manjih ograničenja u povezanosti svakog kruga pare. U stvarnosti se više turbina može zamijeniti jednom u kojoj će se na nižim stupnjevima uvoditi para nižih parametara, ako su im ekspanzijske krivulje međusobno dovoljno bliske. Varijable koje mijenja optimizacijska rutina su:

- Relativni entalpijski prirasti svakog izmjenjivača topline u pojedinom krugu pare. Ako je  $nsizm$  broj redaka, a  $npizm$  broj stupaca, onda je broj nezavisnih varijabli  $nsizm \cdot npizm$ .
- Apsolutni entalpijski prirasti svakog kruga pare, što predstavlja  $npizm$  varijabli.
- Tlakovi u svakom stupcu, što predstavlja  $npizm$  varijabli.
- Maseni protoci u svakom krugu pare što je  $npizm - nmp$  varijabli, ako je  $nmp$  broj stupaca u kojima postoji međupregrijanje.
- Iznos najmanje pinch točke, ako se radi o termoekonomske optimizaciji.

Zanemareni su padovi tlaka na strani vode i dimnog plina jer oni ovise o geometrijskim značajkama generatora pare te su donekle nezavisni o razmještaju

izmjenjivača. Pad tlaka na strani dimnog plina moguće je smanjiti smanjenjem brzine dimnih plinova odnosno povećanjem poprečnog presjeka generatora pare, a pad tlaka na strani vode većim brojem paralelnih vodova u pojedinom izmjenjivaču. Takvi proračuni su u nižem hijerarhijskom poretku optimiranja [4] te zato nisu obuhvaćeni ovim radom. Zbog potrebnog velikog broja računanja funkcije cilja koji ide i do više stotina tisuća puta pri jednom optimiranju, potrebno je što više pojednostavniti matematički model kako bi se optimiranje izvelo u realnom vremenu, a da ipak daje fizikalno moguća rješenja. Matematički model je pisan u programskom paketu MATLAB R14 SP1 [13], a optimizacija provedena koristeći optimizacijski paket s genetskim algoritmima 'Gatools' unutar MATLAB-a.



**4.17. Shematski prikaz parnoturbinskog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem korištenog pri izradi matematičkog modela za optimiranje**

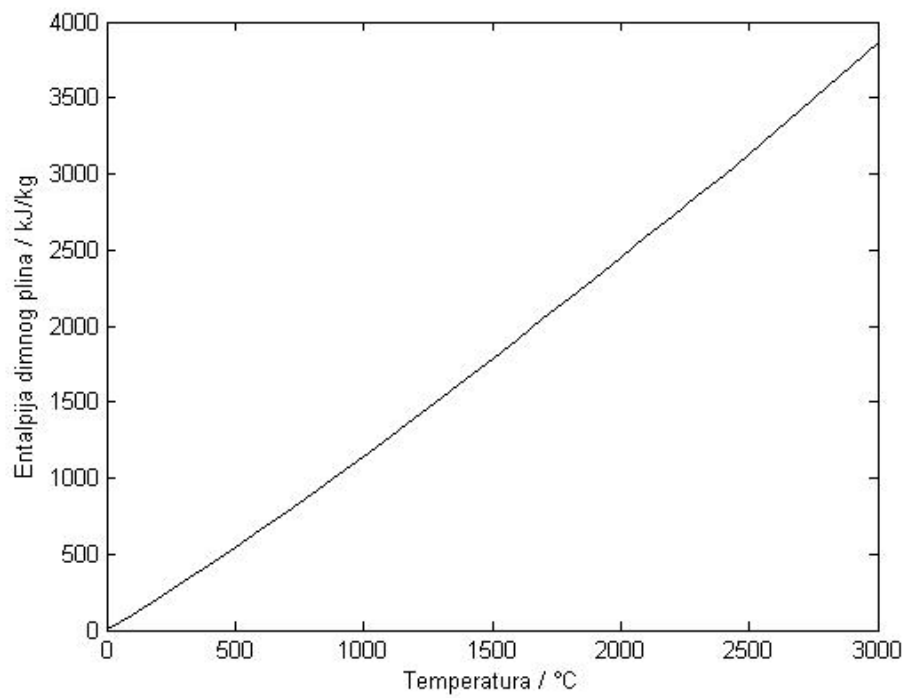
#### **4.2.4 Gorivo i entalpija dimnih plinova**

Dimni plinovi koji ulaze u generator pare na otpadnu toplotu su nastali izgaranjem plinovitog goriva molarnog, odnosno volumnog sastava prikazanog u Tablici 4-1:

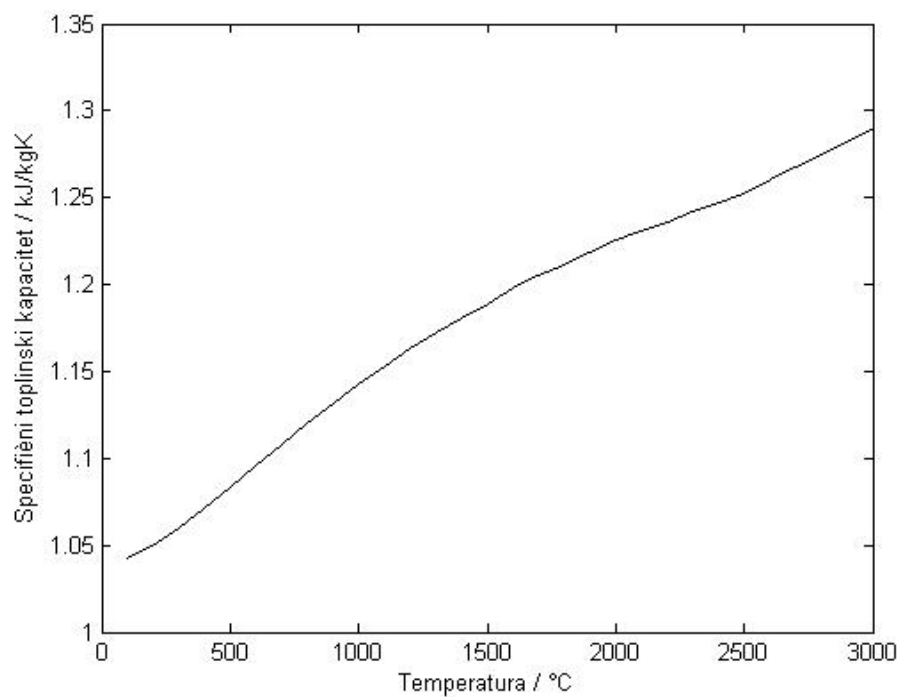
***4-1. Molarni sastav plinovitog goriva***

CH <sub>4</sub>	85 %
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	5 %
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	3 %
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0 %
CO <sub>2</sub>	3.5 %
CO	0 %
N <sub>2</sub>	3.5 %
H <sub>2</sub>	0 %
H <sub>2</sub> S	0 %
Σ	100 %

Pretičak zraka pri izgaranju iznosi 3. Proračunom izgaranja dobivena je veza između entalpije dimnih plinova i temperature dimnih plinova. Na Slici 4.18 prikazana je ovisnost entalpije o temperaturi dimnog plina, a na Slici 4.19 ovisnost specifičnog toplinskog kapaciteta dimnog plina o temperaturi.



**4.18. Ovisnost entalpije o temperaturi dimnog plina**



**4.19. Ovisnost specifičnog toplinskog kapaciteta o temperaturi dimnog plina**

### 4.3 Algoritam proračuna parnoturbinskog ciklusa

Algoritam proračuna parnoturbinskog ciklusa je sljedeći:

1. Zadavanje broja izmjenjivača u serijskom razmještaju –  $nsizm$ .
2. Određivanje strukture pojedinih stupaca u matrici izmjenjivača, odnosno sadrži li koji od krugova pare međupregrijanje. Svaki međupregrijač zahtijeva novi stupac izmjenjivača kako bi mu bio omogućen proizvoljan položaj u mreži izmjenjivača. Ukupan broj krugova pare zbrojen s ukupnim brojem međupregrijača u svim krugovima daje broj izmjenjivača u paralelnom razmještaju –  $npizm$ .
3. Pozivanje funkcije 'Gorivo' u kojoj se zadaje sastav goriva i određuje veza entalpije i temperature dimnih plinova.
4. Zadavanje maksimalnog tlaka vode/pare koji iznosi 1000 bara jer do tog tlaka su dostupni podaci u toplinskim tablicama za vodu odnosno paru.
5. Zadavanje maksimalne temperature pare koja je zadana s 565°C. Izlazne temperature pare određuje optimizacijski algoritam.
6. Zadavanje ulazne temperature dimnog plina koja je postavljena na 600 °C i masenog protoka dimnih plinova koji iznosi 100 kg/s. Maseni protok dimnih plinova utječe samo na iznose ekstenzivnih varijabli, ali ne i na veličine intenzivnih varijabli kao što su tlakovi, temperature ili stupanj termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog ciklusa.
7. Zadavanje temperature rashladnog medija na 15 °C te temperature kondenzacije koja je za 10 °C viša od temperature rashladnog medija. Optimizacijski algoritam ne upravlja temperaturnom razlikom između ta dva medija zbog predvidljivosti rezultata u termodinamičkoj optimizaciji dok u termoekonomske optimizaciji ta razlika ovisi samo o specifičnoj cijeni kondenzatora.
8. Zadavanje unutarnjeg stupnja iskoristivosti pumpe koji iznosi 84% i turbine koji iznosi 90%.
9. Gubici topline generatora pare na otpadnu toplinu prema okolišu iznose 0.5% od ulazne energije dimnih plinova.

10. Izračun broja varijabli za optimiranje:

$nvars = npizm \cdot nsizm + npizm + npizm + (bkp - 1) + 1$ , gdje je  $bkp$  broj krugova pare.

11. Poziv optimizacijske rutine koja generira niz vektora s  $nvars$  članova.

Članovi vektora su realni brojevi od 0 do 1. Svaki takav vektor predstavlja jednog člana populacije. Za svaki generirani takav vektor optimizacijska rutina poziva funkciju cilja. Dovoljan broj članova populacije u jednoj generaciji je bitan za detaljno pretraživanje područja definicije funkcije cilja te je odabran dvostruki broj članova populacije u odnosu na  $nvars$ . Jedna iteracija optimizacijske funkcije čini jednu generaciju. Prvi član u gornjoj jednačini je matrica  $npizm \cdot nsizm$  i predstavlja priraste entalpija u mreži izmjenjivača. Budući da je prirast u isparivaču poznat, zadnji red te matrice predstavlja položaj isparivača u pojedinom krugu pare. Matrica se potom transformira tako da zbroj članova unutar jednog stupca koji se odnose na entalpijski prirast iznosi jedan kako bi se mogao odrediti stvarni prirast u pojedinom krugu pare. Za natkritične tlakove u isparivaču je entalpijski prirast jednak nuli jer nema latentne topline isparavanja, a točka isparavanja je pretpostavljena pri entropiji kritične točke vode. Za stupac s međupregrijanjem nije dopušteno isparavanje tako da nije potrebno određivati položaj isparivača. Drugi član gornje formule je vektor s  $npizm$  članova koji određuju udio ukupnog prirasta entalpije  $npizm$  krugova pare u odnosu na ukupno mogući prirast entalpije u svakom krugu. Za stupce izmjenjivača koji nisu međupregrijački, najveći mogući prirast entalpije računa se od izlaska iz napojne pumpe pa do najveće dopuštene temperature pare koja iznosi 565 °C. Za stupce izmjenjivača koji su međupregrijački, najveći mogući prirast entalpije računa se od entalpije pare na izlazu iz visokotlačne turbine pa do entalpije pri temperaturi od 565 °C. Zbog nepoznate izlazne entalpije iz turbine, potreban je iterativni postupak za postrojenja koja sadrže međupregrijanje. Treći član gornje jednačine je vektor s  $npizm$  članova koji predstavljaju tlakove u pojedinim stupcima izmjenjivačkih površina. Tlakovi se mogu kretati od tlaka u kondenzatoru do maksimalno mogućeg od 1000 bara. Posljednji član gornje formule je vektor koji određuje udjele masenih protoka drugih krugova pare u odnosu na prvi krug pare. Budući da je takav udio za prvi krug pare jednak jedan, broj

varijabli se umanjuje za jedan u odnosu na ukupan broj krugova pare. Budući da su maseni protoci kroz međupregrijače jednaki masenom protoku onog kruga pare kojem pripadaju, nije potrebno određivati njihove masene protoke. Posljednji član gornje formule, broj jedan, određuje pinch točku koju u termodinamičkoj optimizaciji nije potrebno računati jer će uvijek biti jednaka nuli.

12. Određivanje mehaničke snage u napojnim pumpama.
13. Određivanje entalpijskog i temperaturnog profila vode odnosno pare iz prethodno određenih prirasta entalpije i toplinskih tablica 'Xsteam'.
14. Određivanje izmjenjivača u svakom krugu pare u kojem se nalazi pinch točka. Najčešće je pinch točka na ulazu vode u isparivač, ali kod viših tlakova, kako je pokazano ranije, pinch točka se pomiče prema ekonomajzeru prije isparivača. Zbog poznatih stanja vode odnosno pare i dimnih plinova samo na krajevima izmjenjivača, ako se uzme pinch točka na početku isparivača dobit će se fizikalno neizvedivo rješenje, a računski će ono pokazivati odlične rezultate jer će izračunati maseni protoci koji mogu proteći kroz takav generator pare biti veći od stvarno mogućih. Zato je pronalaženje prave pinch točke od najvećeg značenja za točan matematički model. Stoga je svaki izmjenjivač prije isparivača u pojedinom krugu pare podijeljen na 10 dijelova i tako je dobiven stvarni temperaturni profil vode. Pinch točka se nalazi u onom izmjenjivaču u kojem je najveća razlika temperature vode između gore opisanog načina i klasičnog, gdje se pretpostavlja linearna veza između entalpije i temperature.
15. Određivanje maksimalnog protoka vode u prvom krugu pare uz poštivanje zadane pinch točke. Za svaki zadani maseni protok u prvom krugu pare određuje se entalpijski i temperaturni profil dimnog plina. Maseni protoci u ostalim krugovima pare već su određeni pomoću udjela masenih protoka u masenom protoku prvog kruga. Zatim se određuju temperaturne razlike između dimnog plina i vode odnosno pare koje su poznate na krajevima izmjenjivača, a u izmjenjivaču u kojem se nalazi pinch točka i na devet mjesta unutar njega. Minimum te razlike je pinch točka. Kada pinch točka padne na nulu tada se ostvaruje najveći mogući protok pare kroz generator pare na

otpadnu toplinu. Koristeći funkciju 'fzero' nalazi se takav maseni protok prvog kruga pare koji daje zadanu pinch točku.

16. Određivanje dobivene snage u turbinama. Svaki krug pare ima svoju turbinu i u svakoj je dopuštena ekspanzija do tlaka u kondenzatoru. Ako vlažnost pare iznosi više od 20% traži se viši tlak od onog u kondenzatoru pri kojem će vlažnost biti upravo 20% i ekspanzijom do tog tlaka se određuje entalpijski pad u turbini. Pad tlaka do onog u kondenzatoru ostvaruje se prigušivanjem pare te se u tom procesu ne dobiva nikakav mehanički rad. Na taj način je omogućena penalizacija zadiranja pare u područja s vlagom većom od 20% bez ograničavanja vrijednosti nezavisnih varijabli te zato optimizacijski program izbjegava takva područja. Mehanički i električni gubici pri pretvaranju mehaničke u električnu energiju su 2%. U slučaju postojanja međupregrijača algoritam se ponavlja od točke 13. dok se ne zadovolji energetska bilanca odnosno dok se ulazna entalpija u stupcu međupregrijačkih izmjenjivača ne izjednači s izlaznom entalpijom iz parne turbine kruga kojem pripada međupregrijač.
17. Izračunavanje funkcije cilja. Koristit će se tri funkcije cilja: jedna koja će računati stupanj termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog procesa, druga koja će računati eksergetski gubitak u parnoturbinskom procesu i treća koja će računati eksergoekonomski gubitak u parnoturbinskom procesu. Stupanj termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog procesa računa se na sljedeći način:

$$\eta_{postr} = \frac{\text{snaga turbina-snaga pumpi}}{\text{toplinski tok dimnih plinova}} \quad (1.1.28)$$



## **5 Rezultati optimizacije**

Rezultati će biti prikazani za šest vrsta postrojenja:

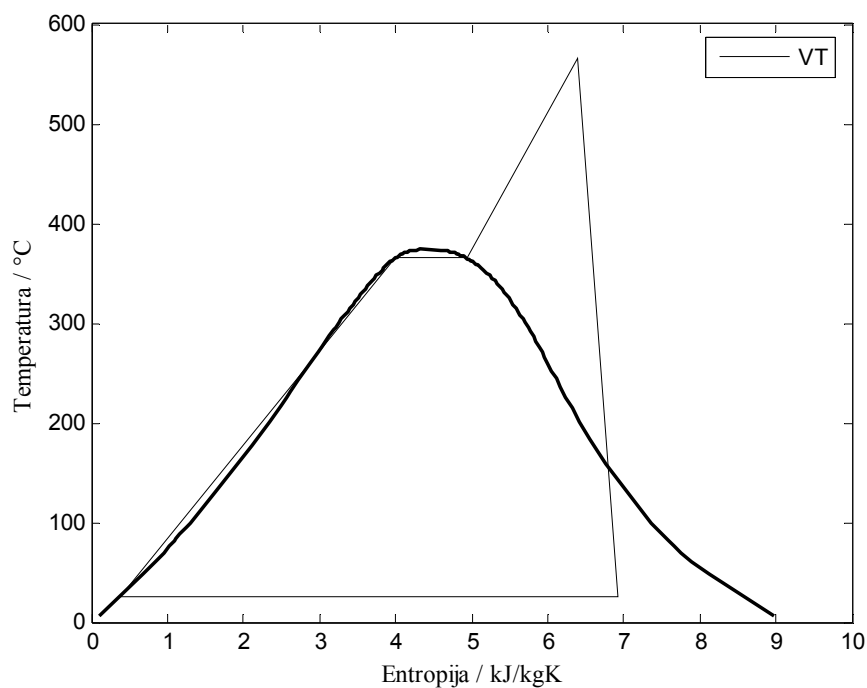
1. generator pare na otpadnu toplotu s jednim krugom pare bez međupregrijanja – 1K
2. generator pare na otpadnu toplotu s jednim krugom pare i međupregrijanjem – 1K\_MP
3. generator pare na otpadnu toplotu s dva kruga pare bez međupregrijanja – 2K
4. generator pare na otpadnu toplotu s dva kruga pare i međupregrijanjem – 2K\_MP
5. generator pare na otpadnu toplotu s tri kruga pare bez međupregrijanja – 3K
6. generator pare na otpadnu toplotu s tri kruga pare i međupregrijanjem – 3K\_MP

Za svih šest vrsta postrojenja napraviti će se termodinamička i eksergoekonomska optimizacija. Ulazni podaci su isti kod svih vrsta postrojenja i opisani su u prethodnom poglavlju.

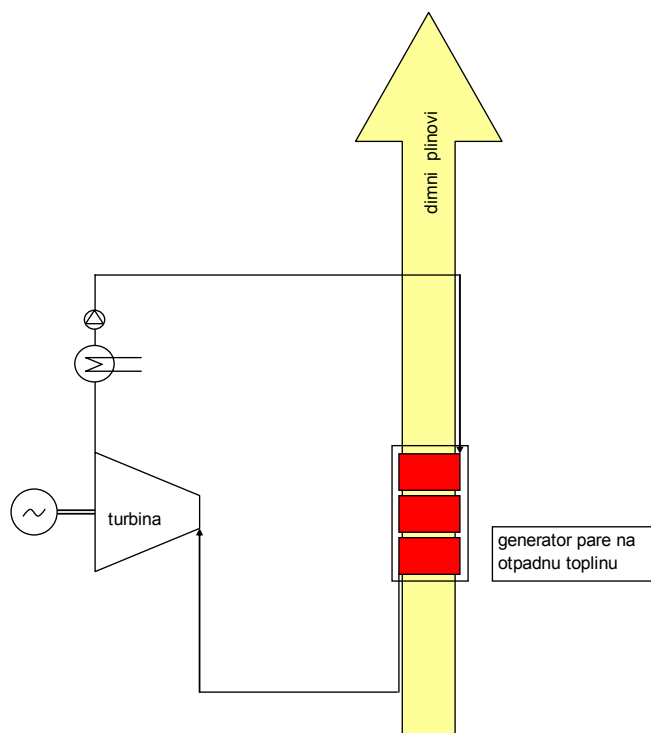
### **5.1 Rezultati termodinamičke optimizacije**

U termodinamičkoj optimizaciji funkciju cilja predstavlja maksimum termodinamičkog stupnja iskoristivosti parnoturbinskog procesa.

### 5.1.1 Rezultati za generator pare na otpadnu toplinu s jednim krugom pare bez međupregrijanja



#### 5.1. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s jednim krugom pare bez međupregrijanja

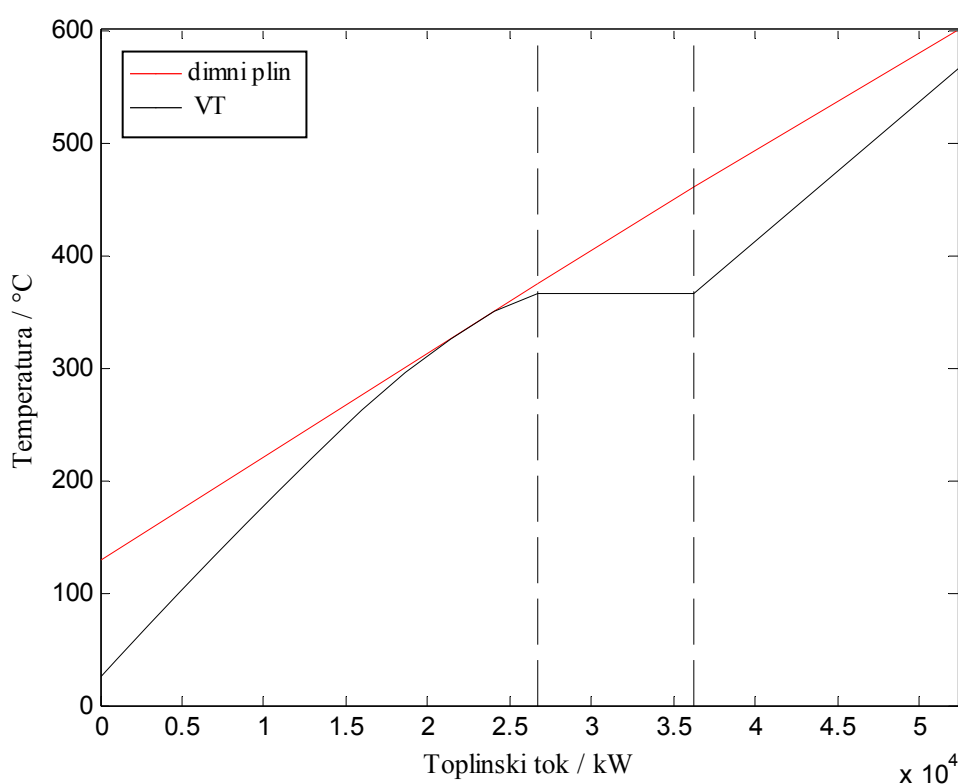


#### 5.1.1. Shematski prikaz postrojenja s jednim krugom pare bez međupregrijanja

Na Slici 5.1 prikazan je T-s dijagram, a na Slici prikazan je 5.2 T-Q dijagram termodinamički optimiranog parnoturbinskog postrojenja. Na Slici 5.1.1 prikazan je shematski prikaz postrojenja. Termodinamički najbolje takvo postrojenje ima ulazni tlak pare u turbinu od 198.4 bara i tada se uz unutarnju iskoristivost turbine od 90% dobije vlažnost pare 20% pri temperaturi kondenzacije od 25 °C. U ovom najjednostavnijem slučaju ne postoji nikakva mogućnost paralelnog smještaja izmjenjivača tako da je optimizacija prilično jednostavna – potrebno je odrediti samo tlak pare kako bi se dobila maksimalno dozvoljena vlažnost pare na izlazu iz turbine uz maksimalnu temperaturu svježe pare od 565 °C. Na Slici 5.2 vidi se kako pinch točka nije na mjestu vrele kapljevine nego se nalazi unutar ekonomajzera. U stvarnim generatorima pare na otpadnu toplinu na izlazu iz ekonomajzera prije isparivača postoji 'approach' točka koja predstavlja razliku temperature vrele kapljevine i izlazne temperature iz ekonomajzera. Ta niža temperatura od temperature isparavanja osigurava kod generatora pare na otpadnu toplinu da ne dođe do isparavanja u ekonomajzeru koji nije dimenzioniran za isparavanje. Approach točka se postiže uporabom bubnja i optočnim brojem u isparivaču većim od jedinice. U biti se toplina koja je potrebna za zagrijavanje vode za iznos approach točke, umjesto u ekonomajzeru, dovodi u isparivaču te tako povećan toplinski tok koji je potrebno dovesti u isparivaču u ovom slučaju anulira pozitivne efekte approach točke. Pinch točka će se tada vjerojatno nalaziti na području vrele kapljevine tako da se može smatrati da neuvođenje approach točke u matematički model u ovom slučaju neće značajno utjecati na promjenu maksimalno mogućeg protoka vode odnosno pare kroz generator pare, odnosno na mogućnost hlađenja dimnog plina na izlazu iz generatora pare. U slučaju ako se pinch točka nalazi na mjestu vrele kapljevine, a bez modeliranja approach točke, u stvarnosti će s approach točkom biti moguć manji maseni protok vode kroz generator pare, ali je to u ovom matematičkom modelu zanemareno. Iz Slike 5.2 je vidljivo da je u slučaju sa samo jednim krugom pare i nultom pinch točkom nemoguće ohladiti dimne plinove ispod 128 °C uz pretpostavku maksimalnog stupnja iskoristivosti parnoturbinskog ciklusa. Izlazna temperatura dimnih plinova bi se mogla i više sniziti, ili značajnim povećanjem, ili značajnim smanjivanjem tlaka pare, ali tada bi stupanj termodinamičkog djelovanja ovakvog kružnog ciklusa bio manji. U slučaju povećavanja tlaka ne bi bilo moguće ekspanzirati paru u turbini do dostupnog tlaka jer bi tada vlažnost pare na izlazu iz

turbine bila veća od maksimalno dopuštene. U slučaju smanjivanja tlaka pare, para na izlazu iz turbine bi postala manje vlažna ili čak pregrijana te bi se smanjio entalpijski pad u turbini i u oba slučaja bi se smanjila termodinamička iskoristivost procesa. Iz ovog jednostavnog slučaja vidljivo je kako se najveći termodinamički stupanj djelovanja procesa najčešće ne podudara s najvećom iskoristivošću generatora pare na otpadnu toplinu te da minimalni toplinski gubici u generatoru pare ne osiguravaju najveći stupanj djelovanja parnoturbinskog postrojenja.

Termodinamički stupanj djelovanja parnoturbinskog procesa u ovom slučaju iznosi 31.82%, a broj nezavisnih varijabli je 5.

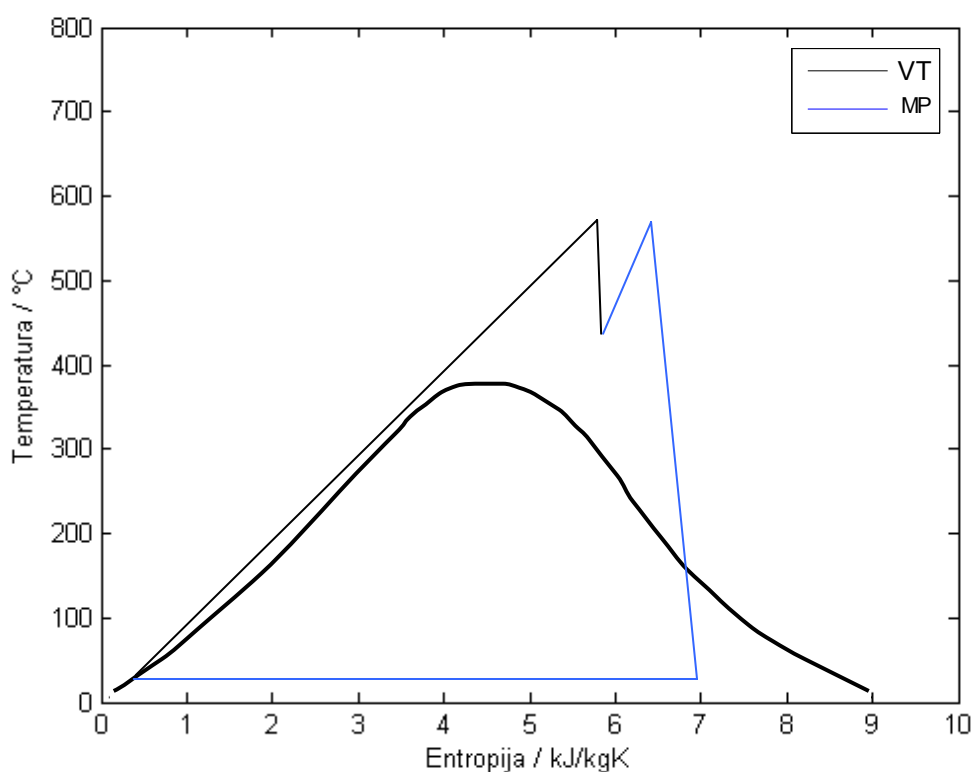


## ***5.2. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s jednim krugom pare bez međupregrijanja***

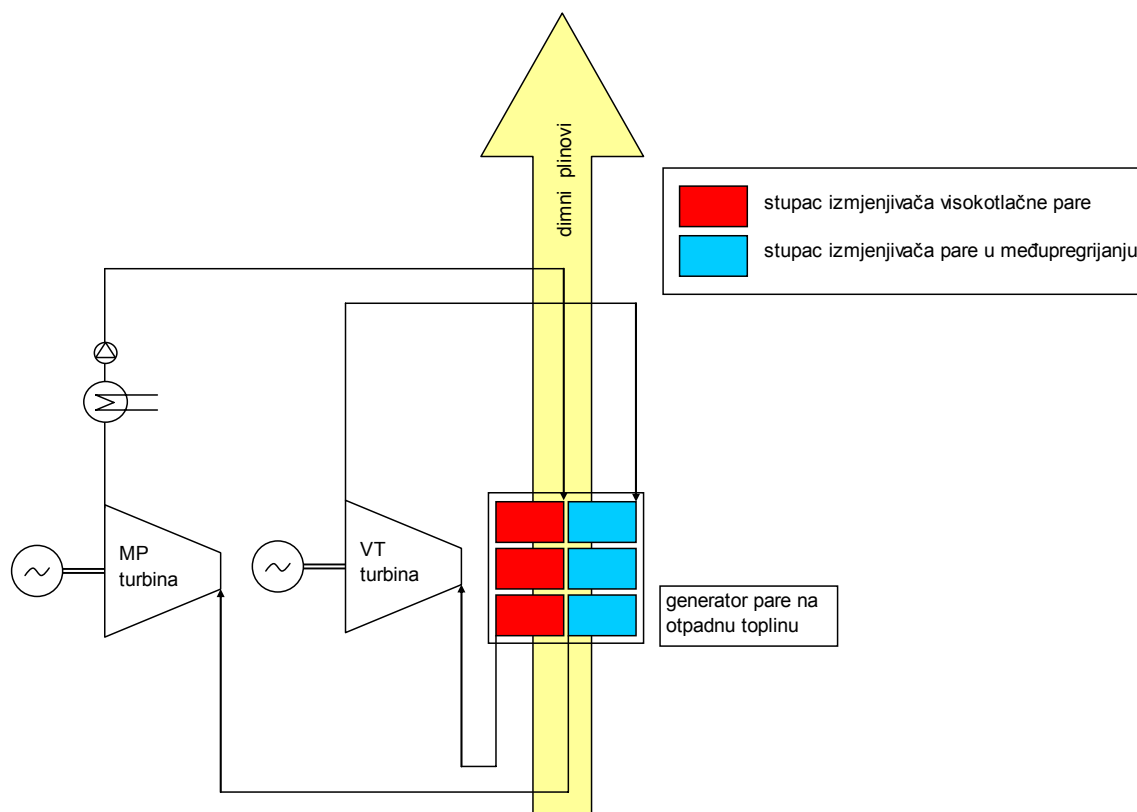
### **5.1.2 Rezultati za generator pare na otpadnu toplinu s jednim krugom pare s međupregrijanjem**

Rezultati optimiranja postrojenja s jednim krugom pare i međupregrijanjem pokazuju identične vrijednosti kao i rezultati optimizacije postrojenja s jednim krugom pare bez

međupregrijanja. Zbog premale razlike temperature dimnog plina na ulazu u generator pare i najveće dopuštene temperature pare na izlazu iz generatora pare, ne postoji dovoljna količina raspoloživog toplinskog toka koja bi se mogla iskoristiti za međupregrijavanje. Model pokazuje da tek s povećanjem ulazne temperature dimnog plina na ulazu u generator pare, odnosno s povećanjem temperaturne razlike između medija na ulazu u generator pare, postoji termodinamička opravdanost za uvođenje međupregrijanja u generator pare s jednim krugom pare. To je pokazano u sljedećem primjeru gdje je ulazna temperatura dimnog plina na ulazu u generator pare  $800^{\circ}\text{C}$ . Na Slici 5.3 i 5.4 prikazani su T-s i T-Q dijagrami za takav slučaj. Tlak pare je 438 bara, a tlak pare u međupregrijanju 196 bara. Temperatura svježe pare i temperatura pare nakon međupregrijanja su  $565^{\circ}\text{C}$ . Broj nezavisnih varijabli je 9. Na Slici 5.3.1 shematski je prikazano postrojenje s jednim krugom pare i međupregrijanjem.



**5.3. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s jednim krugom pare i međupregrijanjem**



### 5.3.1. Shematski prikaz postrojenja s jednim krugom pare i međupregrijanjem

U odnosu na postrojenje sa samo jednim krugom pare bez međupregrijanja gdje je tlak 198.4 bara ovdje je tlak u međupregrijanju 196 bara, iako bi bilo za očekivati da bi trebao biti isto 198.4 bara. Posljedica toga je neznatno manja vlažnost pare na izlazu iz turbine u odnosu na postrojenje sa samo jednim krugom pare bez međupregrijanja. Međutim, utjecaj na stupanj termodinamičke iskoristivosti vidljiv je tek na drugoj decimali. U ovom slučaju radi se o maloj brzini konvergencije genetskih algoritama k globalnom ekstremu u situaciji kad je rješenje vrlo blisko globalnom ekstremu. Rješenje bi vjerojatno bilo pronađeno, ali bi zahtijevalo puno računalnog vremena. Iz T-Q dijagrama na Slici 5.4 vidi se kako se pinch točka nalazi u ekonomajzeru i to vrlo blizu kraja generatora pare tako da su dimni plinovi skoro u potpunosti ohlađeni. Ovakva situacija rezultira vrlo visokim stupnjem termodinamičke iskoristivosti koja iznosi 40.76% što je posljedica gotovo potpunog iskorištenja topline dimnih plinova i termodinamički najboljeg kružnog ciklusa s obzirom na dostupnu temperaturu pregrijanja. Ovakav ciklus je vjerojatno termodinamički najbolji ciklus jer su obje temperature na ulazu u turbine jednake

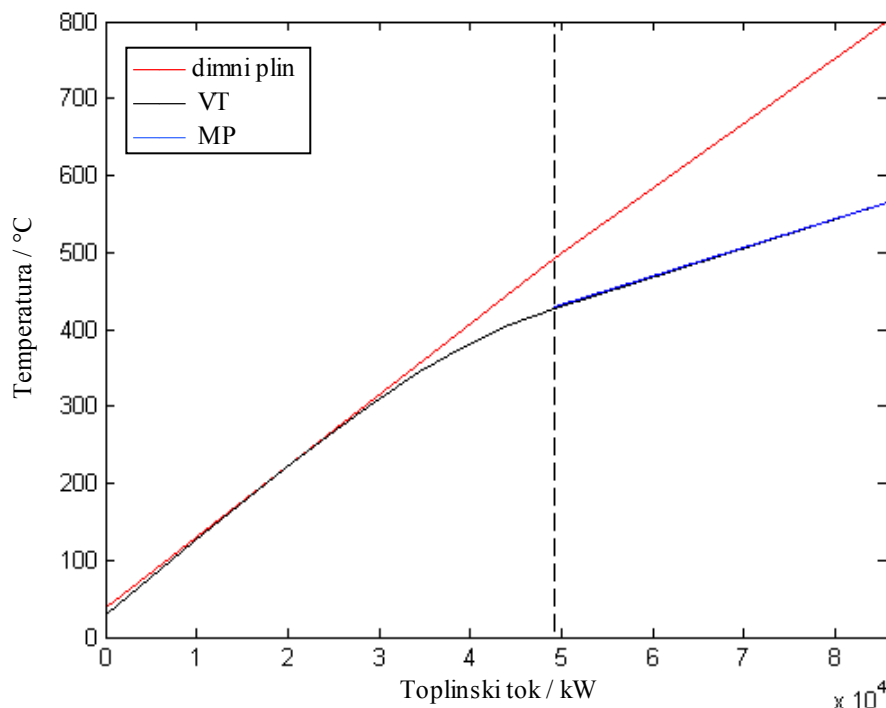
maksimalno dopuštenima, a vlažnost pare na izlazu iz druge turbine je isto maksimalno dopuštena. Uz prethodno spomenute maksimalno ohlađene dimne plinove koji osiguravaju maksimalan protok pare kroz generator pare, ovakav stupanj termodinamičke iskoristivosti može se smatrati maksimalnim za razinu otpadne topline od 800 °C i sposobnost materijala da podnosi temperaturu pare od 565 °C. Uvođenje dodatnih krugova pare u ovakvoj situaciji ne bi pridonijelo povećanju termodinamičke iskoristivosti jer se pinch točka već nalazi blizu kraja generatora pare.

Kako se radi o isparavanju pri natkritičnom tlaku, ne postoji latentna toplina isparavanja što se vidi iz T-Q dijagrama na Slici 5.4. te stoga nema niti isparivača. U prvom redu izmjenjivačkih površina nalazi se ekonomajzer, u drugom redu nema izmjenjivača, a u trećem redu nalaze se u paralelnom položaju pregrijač i međupregrijač. Vidi se preklapanje linije pregrijača s linijom međupregrijača. To je termodinamički idealna situacija jer su tada minimalni eksergetski gubici u paralelnom smještaju izmjenjivačkih površina.

Generalno se može primijetiti kako bi izlazna temperatura iz plinske turbine od otprilike 800 °C bitno pojednostavnila konfiguraciju generatora pare na otpadnu toplinu, što će se vidjeti iz kasnijih rezultata, te ujedno značajno podigla termodinamičku iskoristivost parnoturbinskog ciklusa zbog mogućnosti potpunog hlađenja dimnih plinova termodinamički dobrim kružnim procesom.

Neki istraživači uvode na ulazu dimnih plinova u generator pare zagrijavanje dimnih plinova dodatnim izgaranjem goriva. Ovakva situacija s ulaznom temperaturom dimnog plina od 800 °C, osim izlazom iz plinske turbine s tom temperaturom, može se postići i s dodatnim izgaranjem goriva u generatoru pare. Međutim, termodinamički to nema smisla jer smanjuje stupanj termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog ciklusa. Napravljena su ispitivanja s mogućnošću podizanja temperature na ulazu u generator pare dodatnim loženjem, ali je optimizacijski algoritam uvijek ostavljao temperaturu dimnog plina nepromijenjenom. Razlog je taj što se u parnoturbinskom ciklusu u mehanički rad pretvara tek približno jedna trećina unešene energije gorivom dok u formulu za računanje termodinamičke iskoristivosti ulazi cijeli iznos uložene energije dodatnim loženjem. S fizikalne strane gledanja, nastaju veliki termodinamički gubici miješanjem dimnih plinova nastalih dodatnim loženjem s dimnim plinovima daleko niže temperature koji izlaze iz plinske turbine.

Stoga je energiju dimnih plinova dobivenu spaljivanjem goriva potrebno uvijek prvo iskoristiti u procesu s plinskom turbinom gdje se događa konverzija toplinske energije u mehanički rad pri višim temperaturama, a tek potom u parnoturbinskom ciklusu u kojem se energetska konverzija događa pri nižim temperaturama.

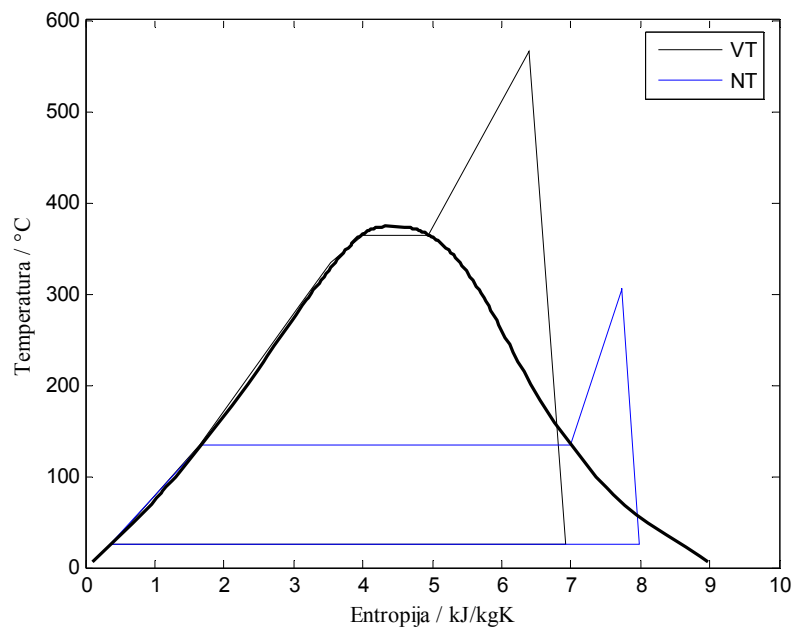


#### 5.4. T-Q dijagram postrojenja s jednim krugom pare i međupregrijanjem

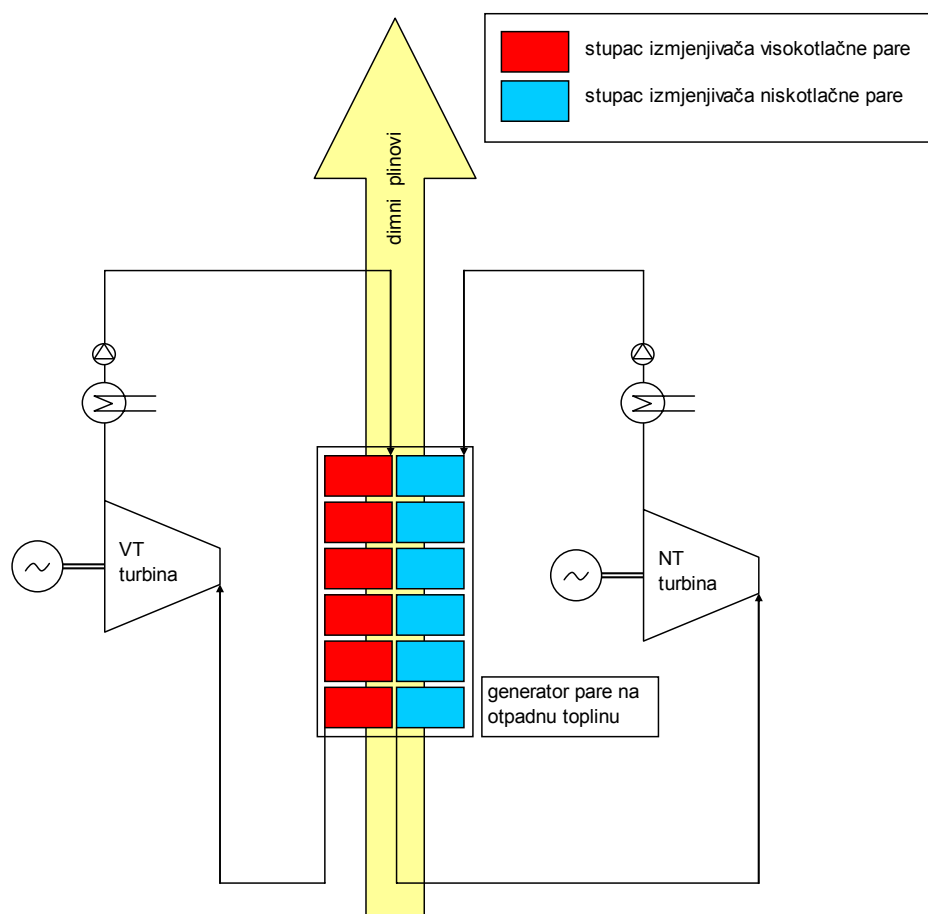
##### 5.1.3 Rezultati za generator pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare bez međupregrijanja

Na Slici 5.5 i 5.6 prikazani su T-s i T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s generatorom pare s dva kruga pare bez međupregrijanja. Izlazna temperatura svježe pare prvog kruga je 565 °C, a drugog kruga 307 °C. Tlakovi su 198 i 3 bara. Izlazna temperatura dimnih plinova je 55 °C. Broj nezavisnih varijabli iznosi 17. Krug visokotlačne pare je identičan postrojenju sa samo jednim krugom pare bez međupregrijanja dok krug niskotlačne pare ima manju vlažnost pare na izlazu iz parne turbine. Na Slici 5.2 koja prikazuje T-Q dijagram za postrojenje s jednim krugom pare bez međupregrijanja može se vidjeti kako se na temperaturi dimnog plina nešto višoj od 300 °C nalazi pinch točka. Ispod te točke se krivulja vode odvaja od krivulje dimnog plina što znači da na temperaturama koje su niže od približno 310 °C postoji neiskorištena toplinska energija koja se ne može iskoristiti sa samo jednim krugom pare.

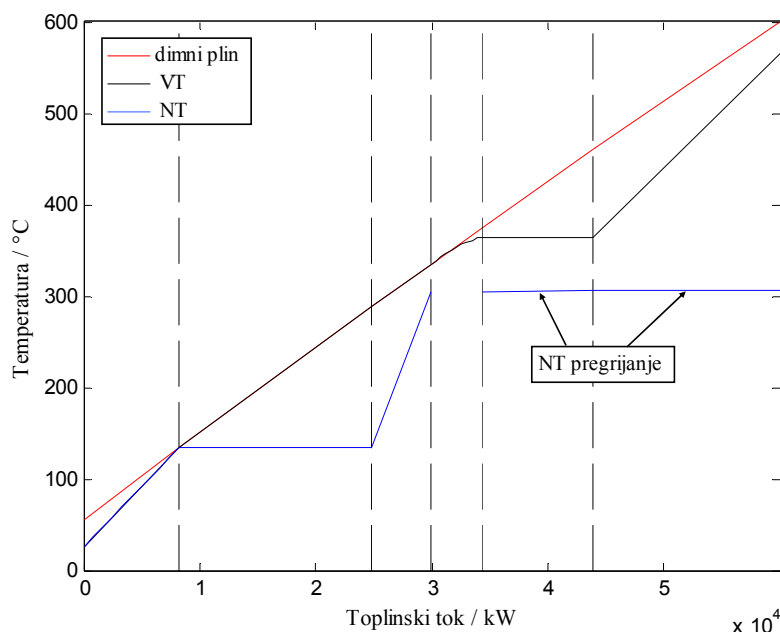




### 5.5. *T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja*



#### 5.5.1. *Shematski prikaz postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja*



### 5.6. *T-Q* dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja

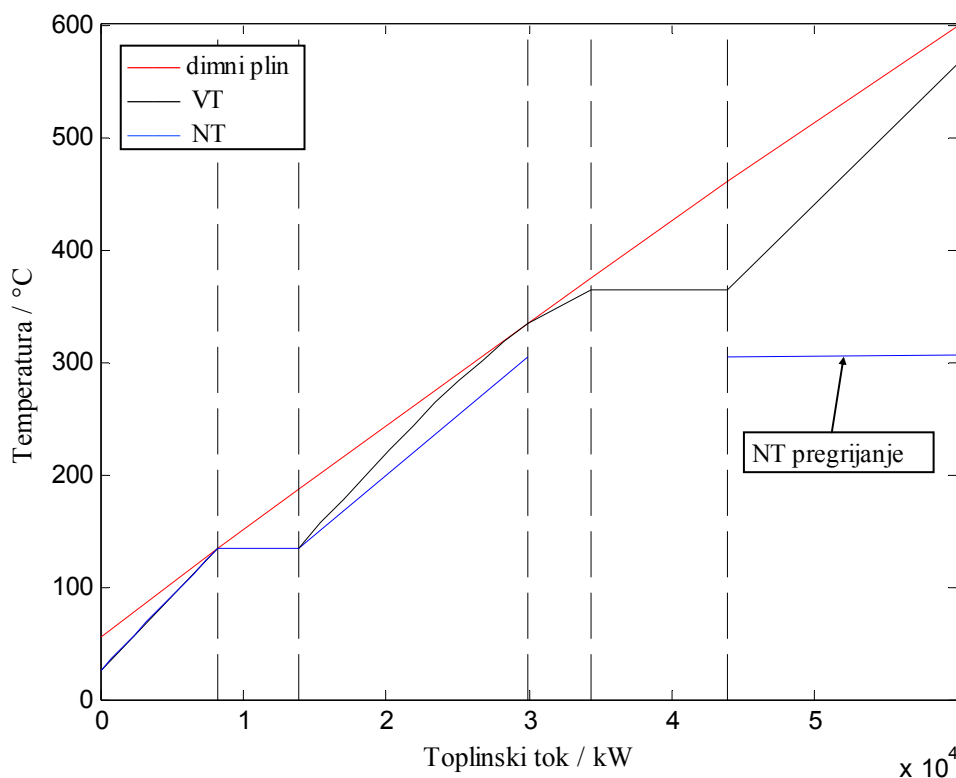
Pogledavši Sliku 5.6 može se vidjeti kako je upravo ta topline iskorištena za zagrijavanje drugog kruga pare uz još neznatno pregrijavanje topline iznad pinch točke prvoga kruga pare. Očekivalo bi se da i drugi krug pare ima vlažnost pare na izlazu iz turbine 20%, kao i prvi, jer je tada entalpija na izlazu iz turbine najniža za danu temperaturu odvođenja topline. Međutim pokazuje se kako je u ovakvom uparenom ciklusu dva kruga pare termodinamički opravdanija povećana vlažnost pare na izlazu iz niskotlačne turbine. Kako bi se postigla vlažnost pare od 20% u drugom krugu pare, tlak pare bi trebao biti oko 30 bara s temperaturom pregrijane pare od 307 °C. Analizom Slike 10.3 ( $dT=40^{\circ}\text{C}$  u prilogu – razlika izlazne temperature dimnog plina i ulazne temperature vode u generator pare) vidi se da u tom području tlakova i za ulaznu temperaturu dimnih plinova od oko 350 °C postoji veliki porast izlazne temperature dimnih plinova s povećanjem tlaka, tako da povećanjem tlaka s 3 na 30 bara izlazna temperatura raste za približno 100 °C. Kako se radi o dva paralelna ciklusa, taj efekt je ipak manje izražen, ali je svejedno dovoljno jak da optimalni tlak bude prilično nisko postavljen. Postoji bitna razlika između krugova s niskim i onih s visokim tlakovima što se tiče utjecaja porasta tlaka na izlaznu temperaturu dimnih plinova iz generatora pare. Kako je prethodno spomenuto, kod niskih tlakova, s povećanjem tlaka dolazi do povećanja temperature dimnih plinova na izlazu iz

generatora pare, dok je kod visokih tlakova utjecaj obrnut tako da ne čudi što je kod visokih tlakova vlažnost pare na izlazu iz turbine maksimalno moguća, a kod niskih tlakova nije. Kod visokih tlakova, povećanjem tlaka pare istovremeno se snižava izlazna temperatura dimnog plina te se povećava vlažnost pare na izlazu iz turbine što oboje doprinosi povećanju termodinamičke iskoristivosti ciklusa dok kod niskih tlakova povećanje tlaka pare ima suprotan utjecaj na termodinamički stupanj iskoristivosti ciklusa.

Iz T-Q dijagrama može se vidjeti kako se u gotovo cijelom generatoru pare koristi paralelan smještaj izmjenjivača visokog i niskog tlaka te je procese moguće promatrati zasebno bez velikog međusobnog utjecaja. Termodinamička iskoristivost ovog procesa iznosi 34.5%.

Identični ovakvi ciklusi prikazani u T-s dijagramu mogu se dobiti i s nešto drukčijim rasporedom izmjenjivačkih površina, prikazanim na Slici 5.7, koji su sličniji radovima drugih istraživača. Ekonomajzer visokog tlaka, koji se nalazi u paralelnom smještaju s isparivačem niskog tlaka, može se spojiti s ekonomajzerom visokog tlaka koji je u paralelnom smještaju s pregrijačem niskog tlaka. Također, pregrijač niskog tlaka u paralelnom položaju s isparivačem visokog tlaka može se pridružiti pregrijaču u paralelnom položaju s pregrijačem visokog tlaka. U ovakvoj konfiguraciji nema paralelnih smještaja izmjenjivačkih površina na mjestima isparivača, ali nema promjene stupnja termodinamičkog djelovanja parnoturbinskog ciklusa što je posljedica ne stvaranja novih pinch točaka promjenom rasporeda izmjenjivačkih površina. Može se zaključiti kako je s termodinamičke strane svejedno kakav je raspored izmjenjivačkih površina između dvije pinch točke koje se ne mijenjaju. Dvije pinch točke neće se promijeniti ako se između njih ne mijenjaju ukupni iznosi izmijenjenih toplinskih tokova već samo njihovi međusobni položaji, uz ograničenje da se promjenom njihovog međusobnog položaja ne stvaraju nove pinch točke koje će utjecati na već postojeće krajnje pinch točke. Prethodno opisan primjer promjene rasporeda izmjenjivačkih površina je primjer u kojem nema utjecaja na krajnje pinch točke što se ne bi moglo reći za pokušaj pretvaranja paralelnog smještaja pregrijača visokog tlaka i međupregrijača u njihov međusobni serijski položaj, kao što je prikazano na Slici 5.9. U tom slučaju, zbog približno paralelnog međusobnog položaja krivulje dimnog plina i pare te male temperaturne razlike između dimnog plina i pregrijača te međupregrijača, serijski položaj bi uzrokovao presijecanje

krivulje dimnog plina od strane krivulje pare što bi rezultiralo znatnim smanjenjem protoka pare, stvaranjem nove pinch točke i znatno višom izlaznom temperaturom dimnog plina iz generatora pare. Zbog smanjenog protoka pare smanjila bi se snaga u turbini te bi termodinamički stupanj iskoristivosti bio niži od onog u paralelnom smještaju izmjenjivača. I u toj situaciji bi se ostatak generatora pare mogao optimizirati s povećanim protokom drugog ili trećeg kruga pare, ali valja imati na umu da ti krugovi pare rade s manjim stupnjem termodinamičke iskoristivosti pa bi i njihov pozitivni utjecaj na ukupni termodinamički stupanj djelovanja bio niži.



### ***5.7. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja i bez paralelnog smještaja izmjenjivača u području isparivača***

#### **5.1.4 Rezultati za generator pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem**

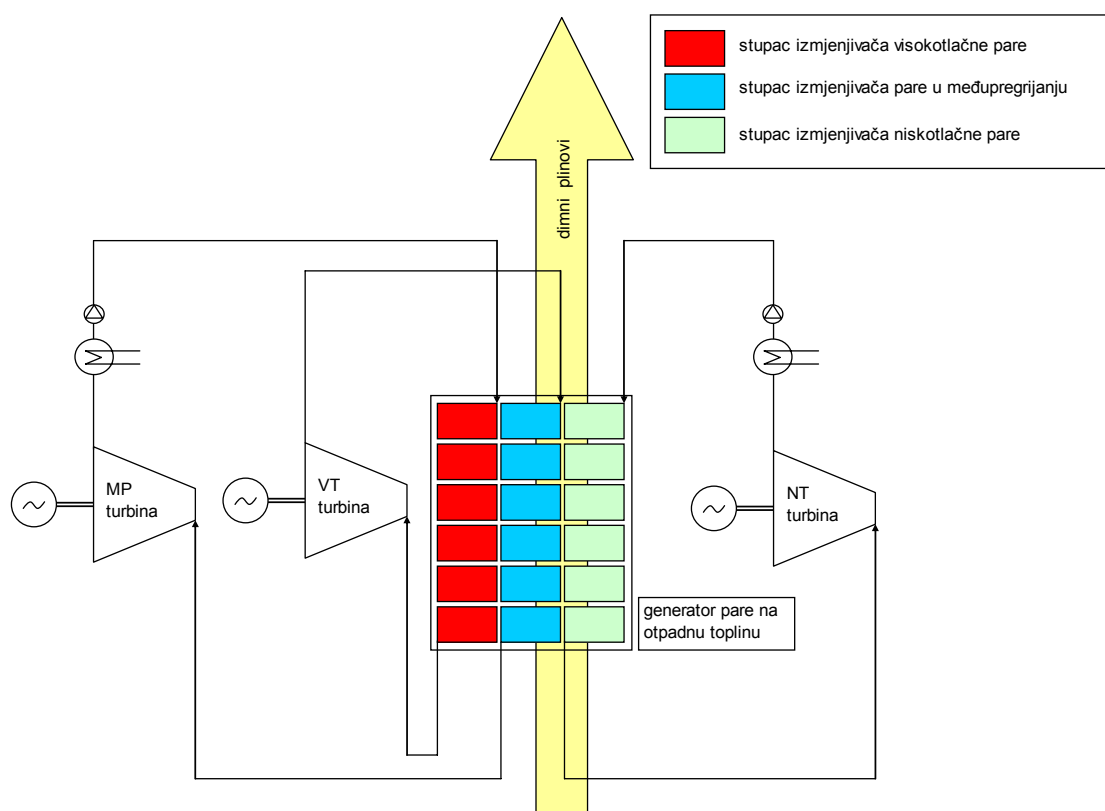
Na Slikama 5.8 i 5.9 prikazani su T-s i T-Q dijagram parnoturbinskog postrojenja s dva kruga pare s međupregrijanjem. Tlak visokotlačne pare iznosi 427 bara, tlak u međupregrijanju 77 bara, a tlak niskotlačne pare 5 bara. Broj nezavisnih varijabli iznosi 25. Maseni protok visokotlačne pare i pare u međupregrijanju iznosi 12.76 kg/s,

a niskotlačne pare 3.81 kg/s. Izlazne temperature visokotlačne i pare u međupregrijanju su 565 °C. Izlazna temperatura dimnih plinova je 70 °C. Vlažnost visokotlačne pare na izlazu iz turbine je 13.6 %, a niskotlačne pare 18.3 %. Stupanj termodinamičke iskoristivosti iznosi 35.18 %. Vidi se da dodavanje međupregrijanja generatoru pare s dva kruga pare uzrokuje drastično povećanje tlaka visokotlačne pare. Vlažnost međupregrijane pare nije, kako bi se očekivalo, 20 % nego je manja kako bi se omogućilo međupregrijavanje u širem temperaturnom rasponu, a ne samo pri vrlo visokim temperaturama kao što je slučaj s jednim krugom pare i međupregrijanjem. U tom slučaju bilo je moguće iskoristiti puni potencijal dobivanja vlažne pare na izlazu međupregrijane pare iz turbine jer je pinch točka bila pomaknuta prema kraju generatora pare i nije bilo problema s potpunim iskorištavanjem topline dimnog plina, a sve zbog povišene temperature dimnog plina na ulazu u generator pare od 800 °C. Iz T-Q dijagrama u tom slučaju može se vidjeti da bi s ulaznom temperaturom u generator pare od 600 °C izlazna temperatura dimnog plina na izlazu iz generatora pare bila oko 200 °C što pokazuje termodinamičku nevaljanost takvog procesa. Međutim, uvođenje drugog kruga pare u generator pare s jednim krugom pare i međupregrijanjem pokazuje termodinamičku isplativost takvog postupka. U ovom slučaju, uvođenje međupregrijanja smanjuje protok visokotlačne i pare međupregrijanja, ali se time uzrokovan gubitak snage na turbinama nadoknađuje snagom dobivenom u niskotlačnoj turbini kao i povećanom termodinamičkom iskoristivošću ciklusa s međupregrijanjem u odnosu na ciklus bez međupregrijanja. Niskotlačna para gotovo da i nije pregrijana te postiže gotovo maksimalnu vlažnost na izlazu iz niskotlačne turbine.

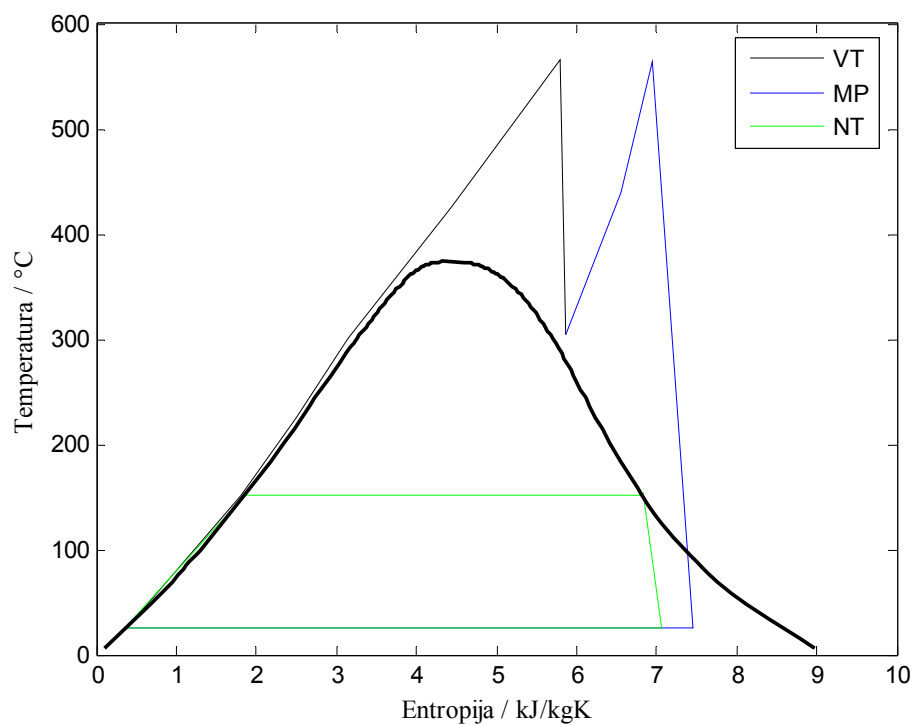
U pokušaju dobivanja boljih rješenja, provedena su istraživanja s različitim početnim uvjetima koja su pokazala relativno mala odstupanja stupnja termodinamičke iskoristivosti iako su imala različit raspored izmjenjivačkih površina i različite radne parametre. Iz tih analiza, stečen je dojam kako postoji mnogo rješenja s relativno sličnim stupnjevima termodinamičkih iskoristivosti s rasponom tlakova niskotemperaturne pare od 2 do 10 bara i tlakovima visokotlačne pare oko 430 bara. Kao primjer bit će prikazan primjer nazvan Slučaj 2. čiji su T-s i T-Q dijagrami prikazani na Slikama 5.10 i 5.11. U tom slučaju, tlak visokotlačne pare iznosi 438 bara, tlak u međupregrijanju 85 bara, a tlak niskotlačne pare 3 bara. Maseni protok visokotlačne pare i pare u međupregrijanju je 12.64 kg/s, a niskotlačne pare 4.44 kg/s.

Izlazne temperature visokotlačne i pare u međupregrijanju su 565 °C. Izlazna temperatura dimnih plinova je 61 °C. Vlažnost visokotlačne pare na izlazu iz turbine je 14.2 %, a niskotlačne pare 16 %. Stupanj termodinamičke iskoristivosti je 34.9 % Vidi se kako, iako je izlazna temperatura dimnih plinova čak 9 °C niža, stupanj termodinamičke iskoristivosti niži je nego u Slučaju 1 što još jednom pokazuje kako minimum energetske gubitaka u generatoru pare ne osigurava najbolji termodinamički ciklus postrojenja.

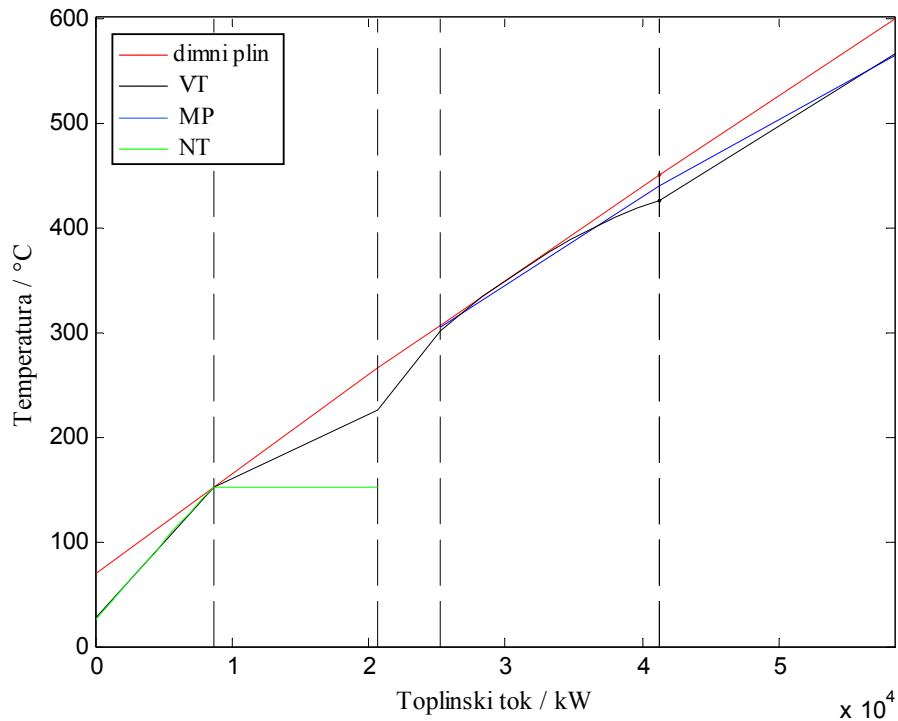
Na T-Q dijagramu Slučaja 1. i Slučaja 2. vidi se kako krivulje 2. i 3. ekonomajzera ne leže na istom pravcu. Kako je u prethodnom poglavlju objašnjeno, termodinamički je sasvim svejedno koji su međusobni udjeli izmijenjenih toplinskih tokova u ta dva ekonomajzera ako su im krajnje temperature nepromijenjene jer se nalaze između dvije pinch točke na koje ne djeluju ovakve promjene, za razliku od sljedeća dva retka izmjenjivačkih površina gdje bi takvim promjenama došlo do pomicanja pinch točke koja se nalazi unutar četvrtog ekonomajzera visokotlačne pare. Bilo kakva promjena entalpija na granici četvrtog i petog retka izmjenjivačkih površina zbog toga bi izazvala promjenu položaja pinch točke s očito lošijim rezultatom.



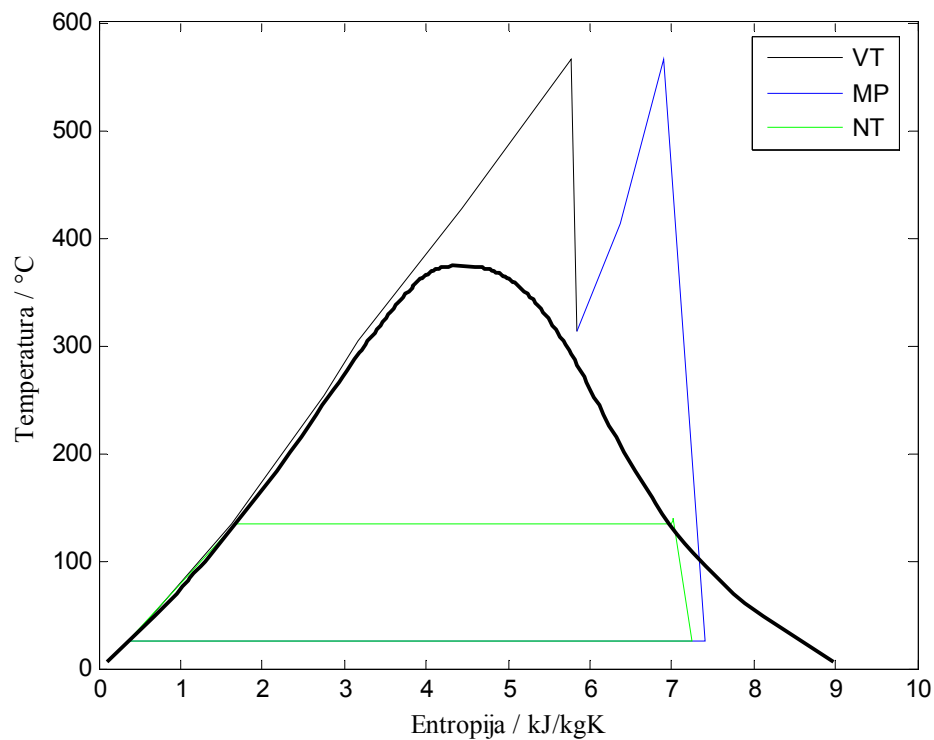
**5.7.1. Shematski prikaz postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem**



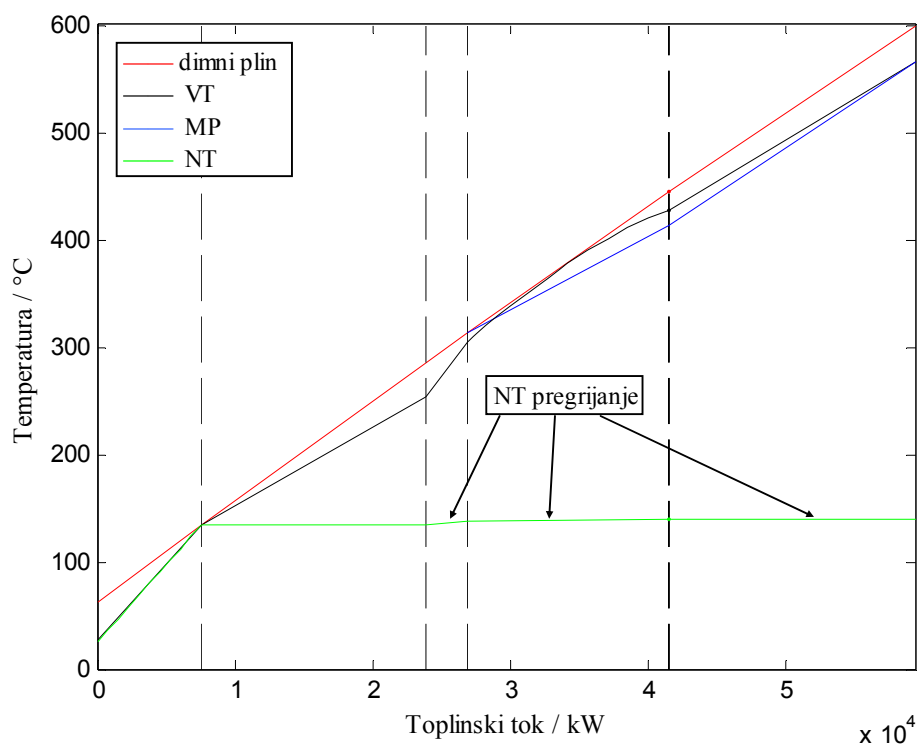
**5.8. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem – Slučaj 1.**



**5.9. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem – Slučaj 1.**



**5.10. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem – Slučaj 2.**



**5.11. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem – Slučaj 2.**



### **5.1.5 Rezultati za generator pare na otpadnu toplinu s tri kruga pare bez međupregrijanja**

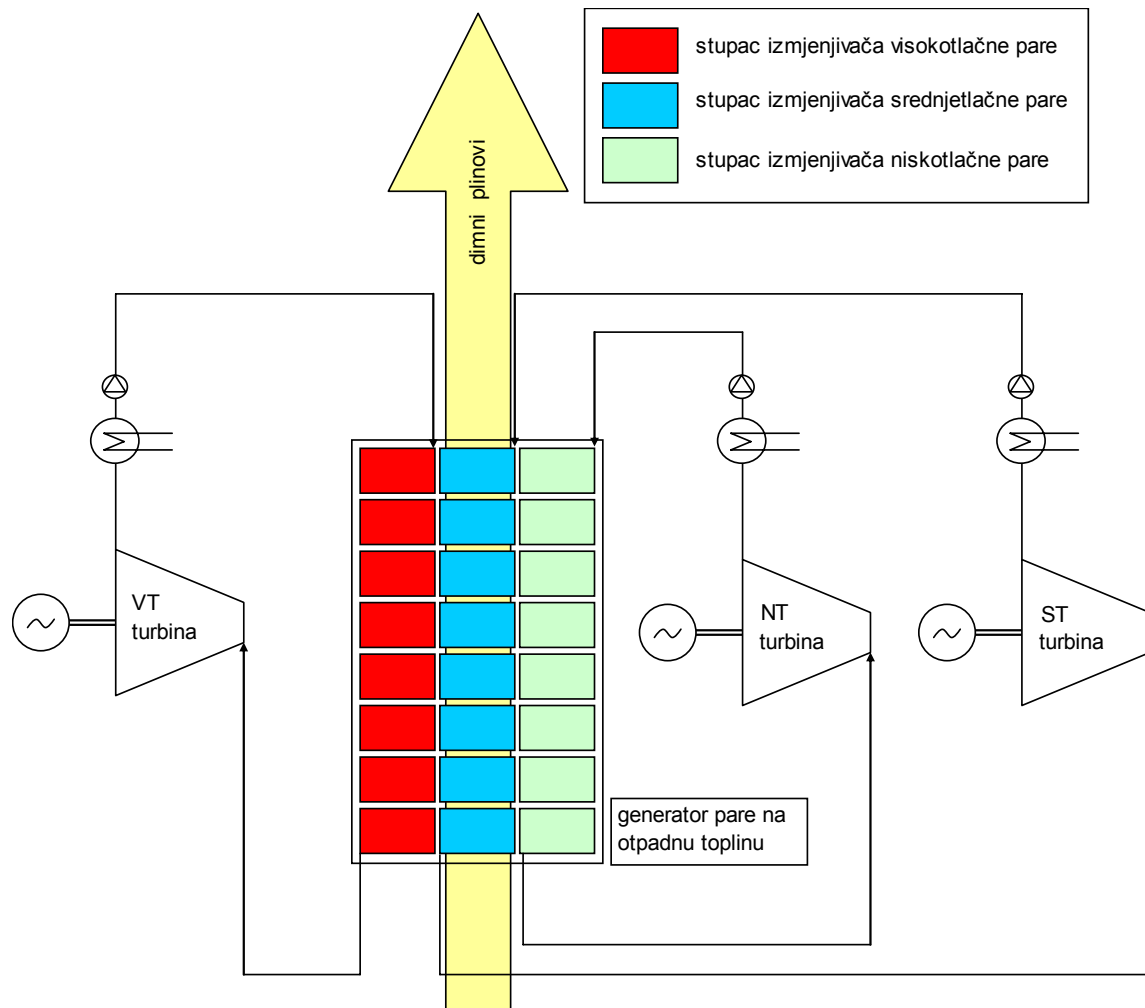
Na Slikama 5.12 i 5.13 prikazani su T-s i T-Q dijagrami za termodinamički optimirano parnoturbinsko postrojenje s tri razine tlaka i bez međupregrijanja. U slučajevima s dva kruga pare, broj redaka izmjenjivačkih površina iznosio je šest što je bilo dovoljno da sve izmjenjivačke površine mogu zauzeti proizvoljan raspored. Naime pozicija isparivača niskog tlaka je bila u drugom retku, a pozicija isparivača visokog tlaka u petom retku čime je treći ostao slobodan za pregrijavanje niskotlačne pare jer se u četvrtom retku uglavnom nalazila pinch točka zbog velikog gradijenta specifičnog toplinskog kapaciteta vode prije isparavanja pri visokim tlakovima. Kako je objašnjeno u prethodnim poglavljima, paralelan smještaj izmjenjivača termodinamički je ekvivalentan serijskom smještaju tih istih izmjenjivača između dvije nedirnutе pinch točke. Na taj način je bilo dovoljno mjesta u prvom retku za zagrijavanje vode oba tlaka, u trećem za pregrijavanje pare niskog tlaka, a u šestom za pregrijavanje oba tlaka. Također, ništa ne ometa pregrijavanje pare niskog tlaka i iza pinch točke visokog tlaka. Ovakav relativno mali broj redaka koji forsira paralelan smještaj izmjenjivačkih površina štedi vrijeme računanja i broj nezavisnih varijabli, a ipak omogućuje proizvoljan međusobni položaj izmjenjivačkih površina. U slučaju generatora pare s tri kruga pare uvedena su još dva retka izmjenjivačkih površina, čime se njihov broj popeo na osam. Položaji isparivača su u početnim uvjetima zadani na 2., 4. i 7. retku tako da je u retcima između njih ostalo mjesta za pregrijavanje prije sljedeće pinch točke. U ovako zadanoj konfiguraciji generatora pare broj nezavisnih varijabli iznosi 32.

Termodinamički stupanj iskoristivosti ovog postrojenja je 34.86%. Tlak visokotlačne pare je 198 bara, srednjetlačne pare 4.5 bara, a niskotlačne pare 1.2 bara. Izlazne temperature pare su 565, 318 i 277 °C, a izlazna temperatura dimnih plinova 46,4 °C. Maseni protoci su 15.6, 2.2 i 0.7 kg/s, a vlažnost pare na izlazu iz turbina 20%, 8.9% i 3.6% za visokotlačnu, srednjetlačnu i niskotlačnu paru. Ono što razlikuje ovakvu konfiguraciju generatora pare u odnosu na radove ostalih autora su pregrijači niskog i srednjeg tlaka koji prelaze i s druge strane njima susjednih pinch točaka. Ako bi se maknulo te pregrijače te pregrijanje ostavilo samo unutar dviju susjednih pinch točaka, termodinamička iskoristivost bi bila manja za 0.15% u apsolutnom iznosu.

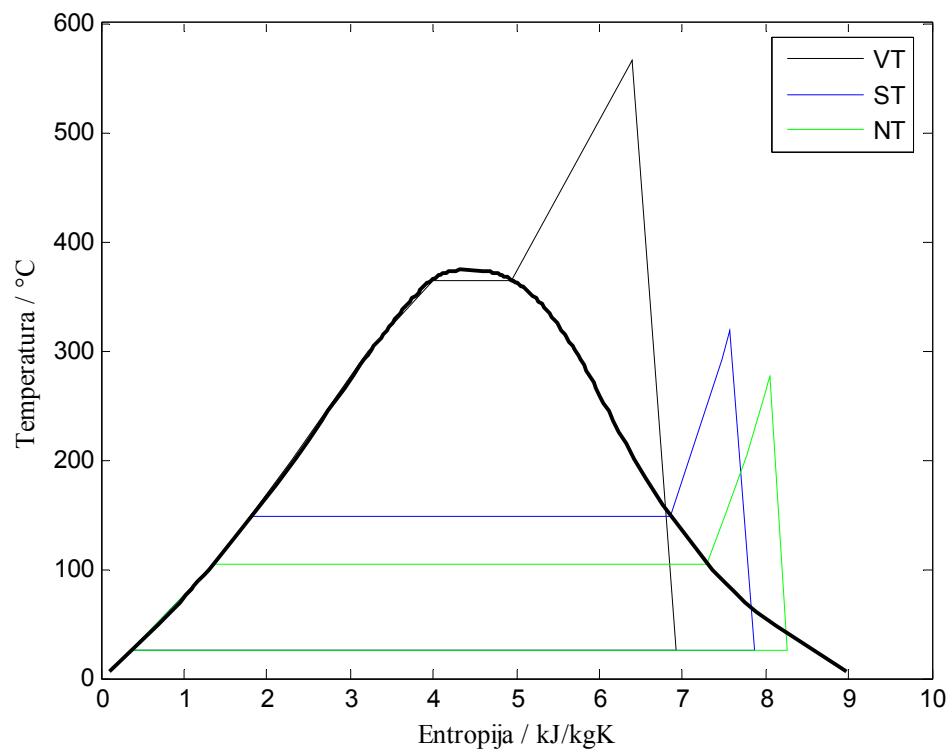
Kao i kod generatora pare s dva kruga pare, i u ovom slučaju genetski algoritmi vrlo rijetko mijenjaju zadane početne tlakove nižih krugova pare. Niži krugovi pare zbog manjeg protoka pare u odnosu na visokotlačnu paru, zbog nižeg stupnja termodinamičke iskoristivosti poradi ograničene temperature imaju manji utjecaj na porast ukupnog stupnja termodinamičke iskoristivosti cijeloga parnoturbinskog procesa. Zbog malog utjecaja tlaka srednjetačne i niskotlačne pare na ukupni stupanj termodinamičke iskoristivosti, kada genetski algoritmi procesom mutacije promijene tlak, termodinamička iskoristivost se smanji zbog povećavanja pinch točke srednjeg i niskog tlaka. Kako bi došlo do pozitivnog efekta na termodinamičku iskoristivost, potrebno je uz tlak promijeniti i entalpijske priraste u više izmjenjivača kao i masene protoke srednje i niskotlačne pare. Što je veći broj paralelnih izmjenjivača, što se događa prema kraju generatora pare, to je manja vjerojatnost pronalaska boljeg rješenja zbog nužnosti istovremene promjene većeg broja nezavisnih varijabli. Kod visokotlačne pare kao i kod međupregrijanja visokotlačne pare takvi problemi ne postoje kako zbog dominantnog utjecaja na termodinamičku iskoristivost parnoturbinskog ciklusa tako i zbog nesudjelovanja nižih krugova pare u područjima visokih temperatura koje se nalaze na tom dijelu generatora pare. Čini se kako malen utjecaj promjene tih tlakova na porast termodinamičke iskoristivosti ne osigurava takvim članovima populacije prenošenje svojih osobina u sljedeće generacije. Kako bi se natjeralo genetske algoritme da riješe takav problem, trebalo bi osigurati veću populaciju s većom raznolikošću, te ostvariti veće vjerojatnosti razmnožavanja članovima populacije lošijih osobina kako bi se takvim članovima populacije omogućilo da evoluiraju kroz postupke rekombinacije i mutacije u budućim generacijama. Za to je potrebno značajno duže vrijeme računanja.

Kako bi se ipak pokušalo pronaći solidno rješenje, napravljeno je više proračuna s različitim tlakovima srednjeg i niskog tlaka kao početnim uvjetima te su provjereni i tlakovi do kojih su došli drugi istraživači [19]. Bassily u [19] navodi kako su optimalni tlakovi drugog i trećeg kruga pare prilično stalni i iznose za termodinamički optimirano postrojenje s tri kruga pare s međupregrijanjem 4.5 bara i 1.2 bara. Takva kombinacija tlakova je dala najbolje rješenje od više isprobanih različitih kombinacija tlakova i kod generatora pare s tri kruga pare bez i s međupregrijanjem iako su se te razlike u termodinamičkom stupnju iskoristivosti kretale za ne više od

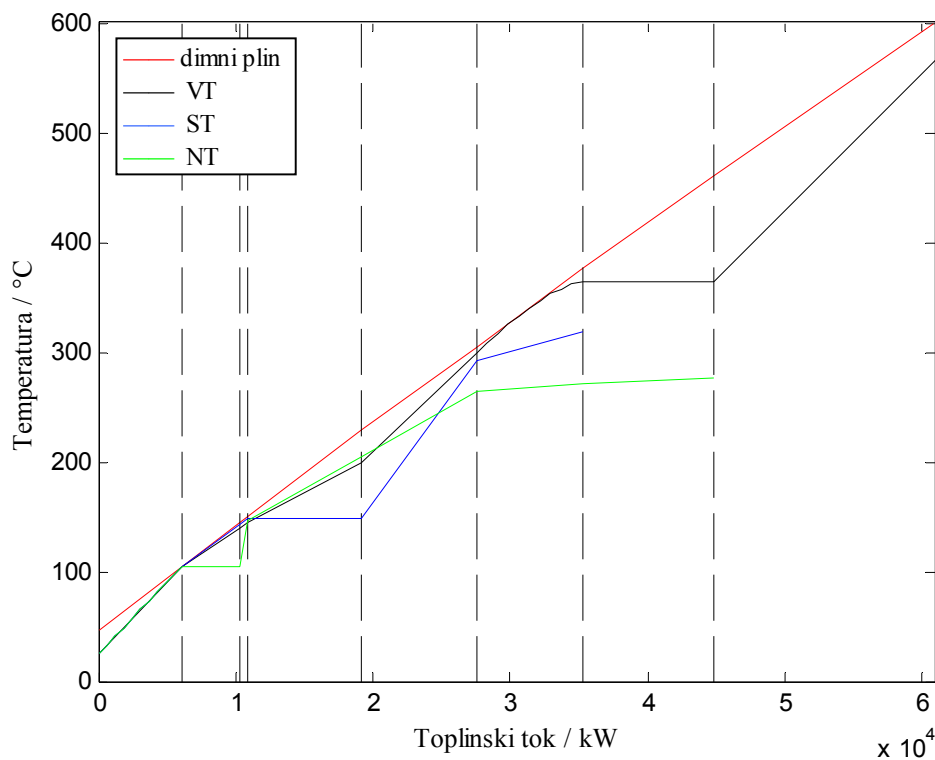
0.2% u apsolutnom iznosu što potvrđuje ranije iznesenu sumnju kako postoji velik broj kombinacija tlakova nižih krugova pare koji daju vrlo slična rješenja.



**5.11.1. Shematski prikaz postrojenja s tri kruga pare bez međupregrijanja**

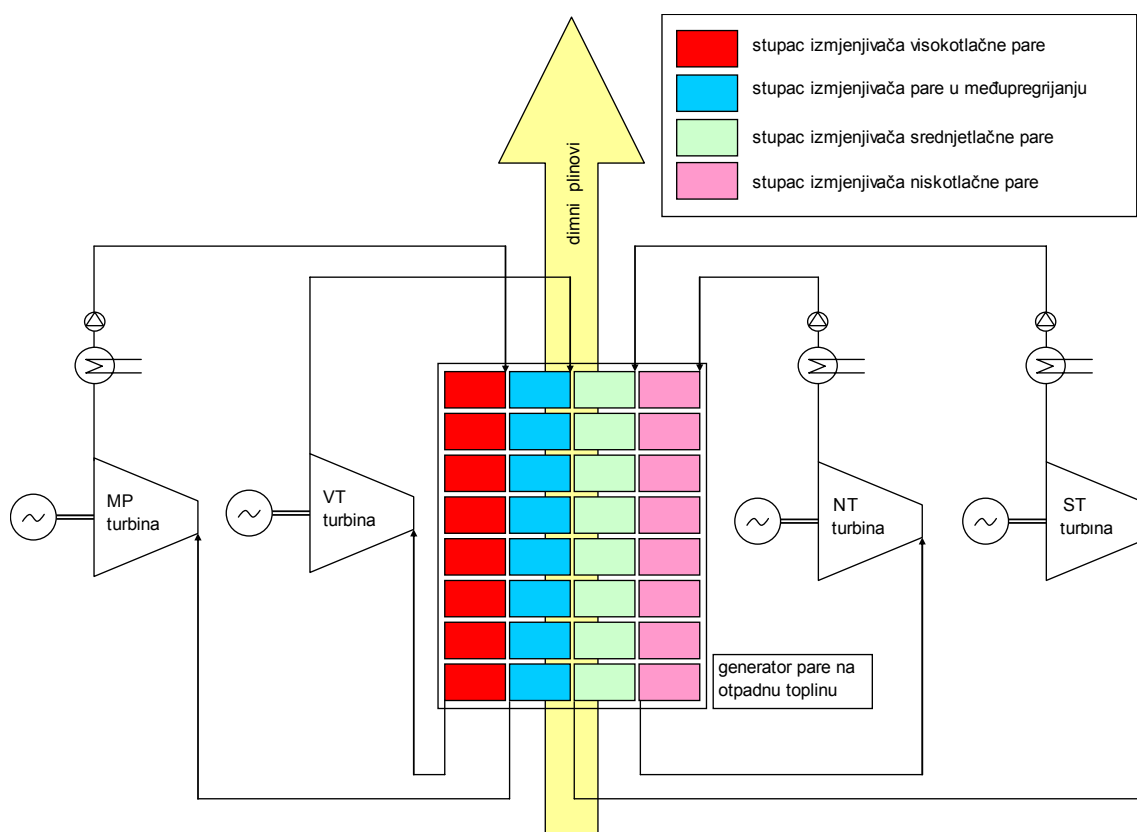


**5.12. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s tri kruga pare bez međupregrijanja**



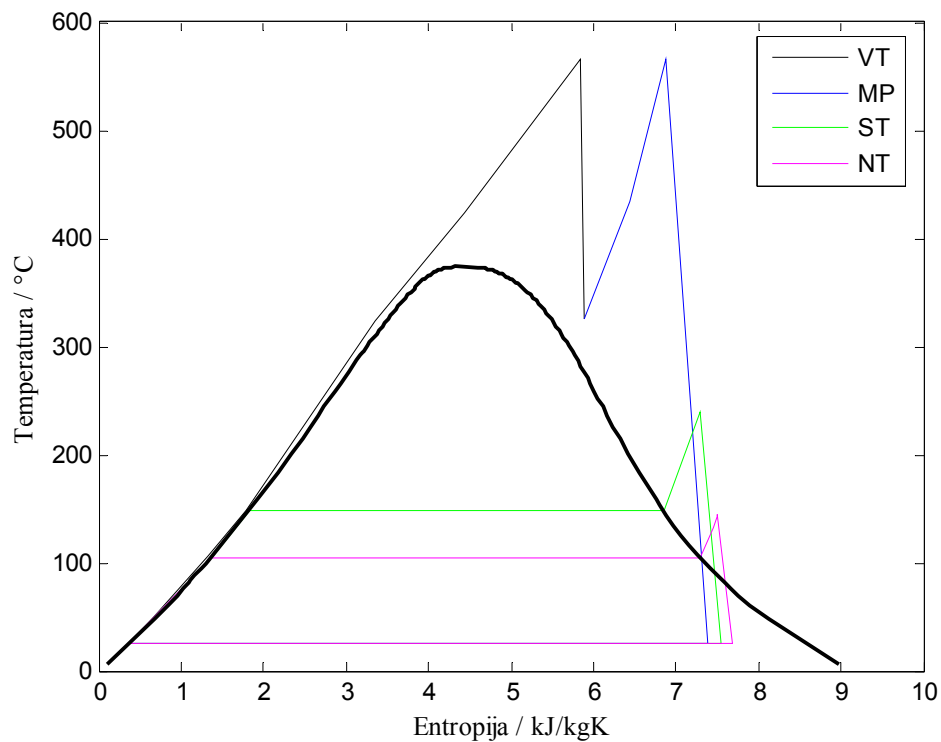
**5.13. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s tri kruga pare bez međupregrijanja**

### 5.1.6 Rezultati za generator pare na otpadnu toplinu s tri kruga pare i međupregrijanjem

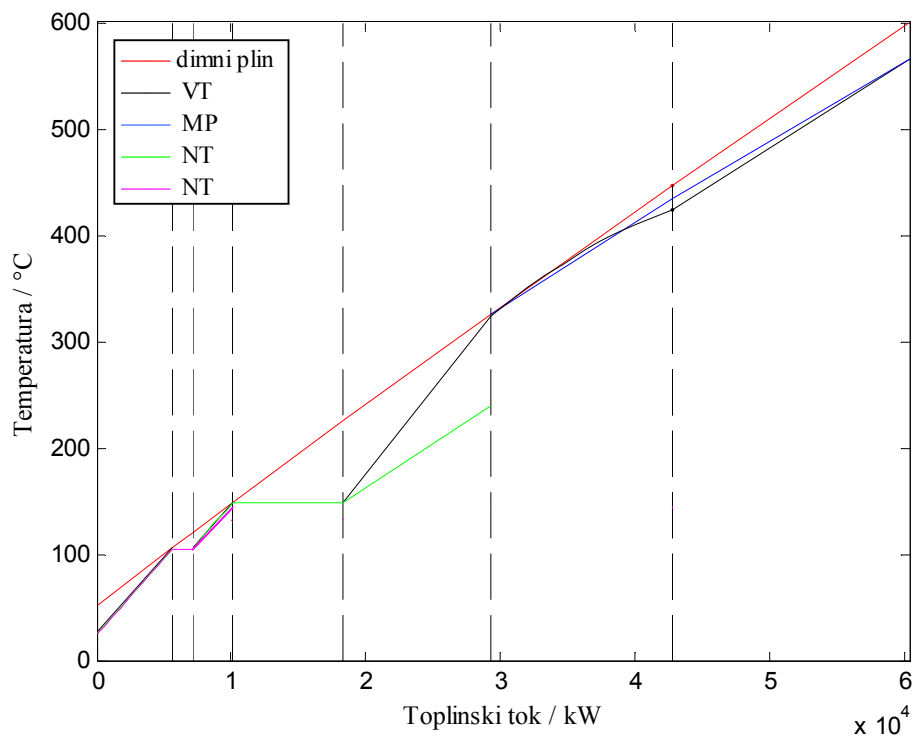


#### 5.13.1. Shematski prikaz postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem

Na Slici 5.13.1. shematski je prikazano postrojenje s tri kruga pare i međupregrijanjem. T-s i T-Q dijagrami termodinamički optimiranog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem prikazani su na Slikama 5.14 i 5.15. Broj nezavisnih varijabli u funkciji cilja iznosi 42. Termodinamički stupanj iskoristivosti je 35.52 %. Izlazna temperatura dimnih plinova je 52 °C. Temperatura pregrijane visokotlačne pare je 565 °C, kao i temperatura međupregrijane pare, temperatura srednjetačne pare 240 °C, a niskotlačne pare 145 °C. Tlakovi vode su 413.7, 88.3, 4.5 i 1.2 za visoki, tlak međupregrijanja, srednji i niski tlak. Vlažnosti pare su 14.42%, 12.35% i 10.7% na izlazu iz turbine međupregrijanja, srednjeg i niskog tlaka. Maseni protoci su 12.67, 3.85 i 0.67 kg/s za visokotlačni, srednjetačni i niskotlačni krug pare.



**5.14. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem**



**5.15. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem**

Iz T-s dijagrama primjećuje se kako se temperature pregrijanja smanjuju u svakom sljedećem krugu pare te da se vlažnost sa svakim sljedećim krugom pare blago povećava. Termodinamički stupanj iskoristivosti ovog postrojenja najveći je među svim do sada razmatranim slučajevima. U T-Q dijagramu može se primijetiti kako su se sve temperaturne krivulje u pinch točkama priljubile uz temperaturnu krivulju dimnog plina što je jedan od pokazatelja dobrog iskorištavanja otpadne topline u generatoru pare. Struktura generatora pare je relativno jednostavna jer niti jedno pregrijanje nije prelazilo granice postavljene pinch točkama kao što je bio slučaj u generatorima pare bez međupregrijanja. Također, vidi se kako postoji maksimalno moguće poklapanje temperaturnih krivulja međupregrijanja s krivuljama visokotlačnog ekonomajzera i pregrijača što daje naslutiti kako se radi o termodinamički dobro optimiranom postrojenju.

### 5-1 Rezultati termodinamičke optimizacije svih tipova postrojenja

			1K	1K_MP	2K	2K_MP	3K	3K_MP
Ciklus	<i>nvars</i>		5	10	17	25	32	42
	Eksergetski stupanj djelovanja ciklusa	%	71,79	71,79	77,83	79,38	78,64	80,13
	Termodinamički stupanj djelovanja ciklusa	%	31,82	31,82	34,50	35,18	34,86	35,52
	Temperatura izlaza dimnih plinova	°C	128,3	128,3	55,2	70,1	46,4	52,0
	maseni protok dimnih plinova	kg/s	100	100	100	100	100	100
	Ukupna električna snaga	kW	21282,0	21282,0	23040,0	23768,0	23278,0	23962,0
VT	Tlak	bar	198,4	198,4	198,0	427,4	198,0	413,8
	Temperatura napojne vode	°C	26,3	26,3	26,3	27,8	26,3	27,7
	Temperatura isparavanja	°C	365,1	365,1	364,9	425,7	364,9	423,2
	Temperatura svježe pare	°C	565,0	565,0	565,0	565,0	565,0	565,0
	Pinch točka 1	°C	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	Pinch točka 2	°C			0,8	1,1	0,0	0,4
	Pinch točka 3	°C						0,0
	maseni protok pare	kg/s	15,7	15,7	15,7	12,8	15,7	12,7
	Električna snaga	kW	21282,0	21282,0	21243,0	4528,8	21234,0	4177,4
	Snaga pumpe	kW	270,3	270,3	368,6	644,6	368,5	619,9
MP	Vlažnost pare na izlazu iz turbine	%	20,0	20,0	20,0		20,0	
	Tlak međupregrijanja	bar				77,0		88,3
	Temperatura međupregrijanja	°C				565,0		565,0
	Pinch točka	°C				2,4		1,0
	maseni protok pare	kg/s				12,8		12,7
	Električna snaga	kW				16820,0		16837,0
ST	Vlažnost pare na izlazu iz turbine	%				13,6		14,4
	Tlak	bar					4,5	4,5
	Temperatura napojne vode	°C					25,1	25,1
	Temperatura isparavanja	°C					147,9	147,9
	Temperatura svježe pare	°C					318,2	240,3
	Pinch točka 1	°C					0,1	0,2
	Pinch točka 2	°C					3,2	0,1
	Pinch točka 3	°C					1,5	
	maseni protok pare	kg/s					2,2	3,8
	Električna snaga	kW					1652,3	2631,1
NT	Snaga pumpe	kW					1,2	2,0
	Vlažnost pare na izlazu iz turbine	%					8,5	12,4
	Tlak	bar			3,0	5,0	1,2	1,2
	Temperatura napojne vode	°C			25,0	25,1	25,0	25,0
	Temperatura isparavanja	°C			133,5	152,1	104,8	104,8
	Temperatura svježe pare	°C			306,9	152,7	277,0	144,7
	Pinch točka 1	°C			0,1	0,0	0,1	0,5
	Pinch točka 2	°C					3,0	
	maseni protok pare	kg/s			2,6	3,8	0,7	0,7
	Električna snaga	kW			1797,0	2419,7	391,4	315,8
	Snaga pumpe	kW			0,9	2,3	0,1	0,1
	Vlažnost pare na izlazu iz turbine	%			7,0	18,3	3,6	10,7



## 5.2 Rezultati eksergetske optimizacije

### 5.2.1 Smanjenje eksergijskih gubitaka u generatoru pare na otpadnu toplotu

Eksergija je maksimalno mogući mehanički rad koji se može dobiti iz radne tvari određene temperature u odnosu na temperaturu rashladnog spremnika koja je jednaka temperaturi okoliša [31, 32].

Izraz za eksergiju glasi:

$$E = m \cdot [(h - h_0) - T_0 (s - s_0)] \quad (1.1.29)$$

gdje je  $m$  maseni protok radne tvari,  $h$  i  $s$  entalpija i entropija radne tvari na zadanoj temperaturi,  $h_0$  i  $s_0$  entalpija i entropija radne tvari na okolišnoj temperaturi, a  $T_0$  termodinamička temperatura okoliša. Za vodu, odnosno vodenu paru sve gornje podatke moguće je izračunati iz toplinskih tablica za paru, dok je za dimni plin potrebno koristiti termodinamičke relacije za idealni plin kako bi se izračunalo razliku entropija u gornjoj formuli. Tako se za idealni plin razlika entropija računa po sljedećoj formuli:

$$s - s_0 = c_p \cdot \ln \frac{T}{T_0} - R \cdot \ln \frac{p}{p_0} \quad (1.1.30)$$

gdje je  $c_p$  srednji specifični toplinski kapacitet od temperature okoliša do zadane temperature dimnog plina,  $R$  opća plinska konstanta, a  $p$  tlak dimnog plina. Sve varijable s indeksom 0 odnose se na dimni plin pri stanju okoliša. Budući da se u ovom proračunu zanemaruje pad tlaka plina kroz generator pare, drugi član u gornjoj jednadžbi jednak je nuli.

Budući da je eksergija maksimalna mehanička snaga koju je moguće dobiti u nekom sustavu, na razini sustava moguće je napisati:

$$\sum E_{ul} = \sum E_{iz} + \sum W + I \quad (1.1.31)$$

gdje je  $\sum E_{ul}$  eksergija ulaznih tokova u sustav,  $\sum E_{iz}$  eksergija izlaznih tokova iz sustava,  $\sum W$  ukupna mehanička snaga koju daje sustav, a  $I$  eksergetski gubici sustava.

U slučaju generatora pare na otpadnu toplinu, bilancu eksergija moguće je napisati na sljedeći način:

$$E_{dp\_ul} + \sum E_{w\_ul} = E_{dp\_iz} + \sum E_{w\_iz} + E_{tg} + I \quad (1.1.32)$$

gdje su  $E_{dp\_ul}$  i  $E_{dp\_iz}$  eksergije dimnih plinova na ulazu u generator pare i izlazu iz generatora pare,  $\sum E_{w\_ul}$  i  $\sum E_{w\_iz}$  eksergije svih ulaznih tokova vode u generator pare i izlaznih eksergija pare iz generatora pare,  $E_{tg}$  je eksergija sadržana u gubicima toplinskog toka prema okolišu zbog povišene temperature vanjske stijenke generatora pare, a  $I$  su eksergijski gubici u procesu predaje topline s dimnih plinova na vodu. Budući da se radi o protočnom sustavu, sve mjerne jedinice su W (Watt). Iz gornje jednadžbe moguće je izraziti eksergijske gubitke generatora pare kao:

$$I = E_{dp\_ul} - (E_{dp\_iz} + E_{tg}) - (\sum E_{w\_iz} - \sum E_{w\_ul}) \quad (1.1.33)$$

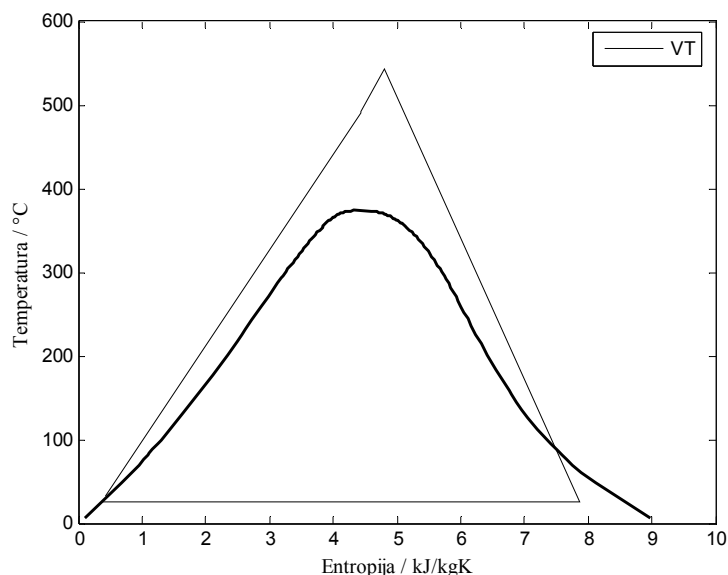
Vidljivo je da su eksergijski gubici u generatoru pare jednaki razlici između eksergetskog pada dimnih plinova i eksergetskog prirasta vode u generatoru pare.  $E_{tg}$  je u ovom slučaju pridružen izlaznoj eksergiji dimnog plina. U ovakvom pristupu smatra se da se  $E_{dp\_iz}$  i  $E_{tg}$  mogu iskoristiti u nekom drugom termodinamičkom procesu pa se odbijaju od eksergetskih gubitaka generatora pare. U stvarnosti je te eksergije nemoguće iskoristiti pa ih treba pribrojiti eksergetskom gubitku u generatoru pare, a  $\sum E_{w\_ul}$  je moguće zanemariti zbog malog iznosa. Tada izraz za eksergijske gubitke u generatoru pare glasi:

$$I = E_{dp\_ul} - \sum E_{w\_iz} \quad (1.1.34)$$

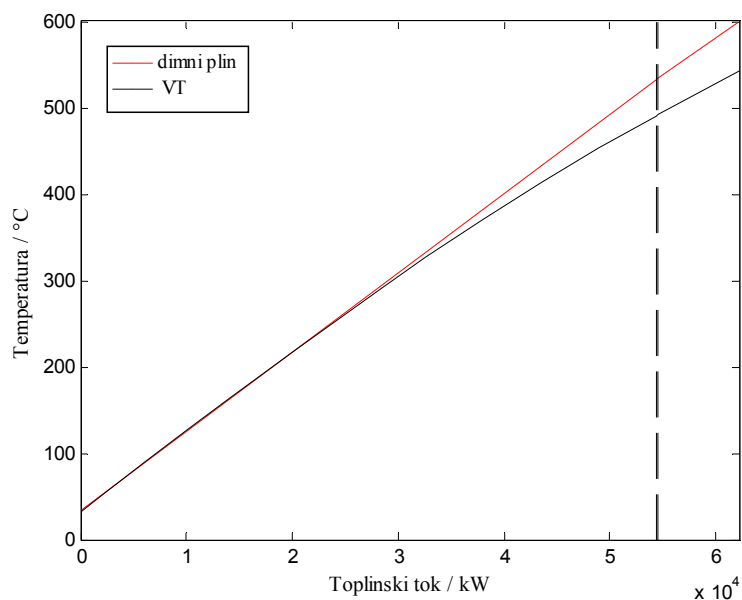
Budući da su eksergetski gubici unutar parnoturbinskog ciklusa najveći unutar generatora pare, mnogi autori rade optimizaciju postrojenja minimizirajući samo

eksergijske gubitke unutar generatora pare na otpadnu toplinu [4, 5, 15, 16, 17]. Međutim pokazuje se kako se minimum eksergijskih gubitaka cijelog ciklusa ne poklapa s minimumom eksergijskih gubitaka generatora pare. To će biti prikazano na primjeru generatora pare na otpadnu toplinu s jednim krugom pare. Ulazni podaci jednaki su kao i u termodinamičkoj optimizaciji, a funkcija cilja je zbroj eksergija svih krugova pare na izlazu iz generatora pare odnosno minimum eksergijskih gubitaka u generatoru pare prema izrazu (1.1.34). T-s i T-Q dijagrami tako optimiranog postrojenja prikazani su na Slikama 5.16 i 5.17. Optimizacijski algoritam pronašao je optimum pri tlaku od 1000 bara i temperaturi svježje pare od 543 °C što je u skladu s formulom za definiciju eksergije. Eksergija pare će biti to veća što je tlak pare veći jer je tada najmanja razlika entropija svježje pare i pare pri okolišnjem stanju. Okolišnje stanje definirano je s 15 °C i tlakom 1.01325 bara. Točka okoliša leži lijevo u T-s dijagramu, vrlo blizu krivulje zasićenja, tako da optimizacijska rutina pokušava postaviti svježju paru što više ulijevo u T-s dijagramu. S druge strane prvi član u formuli (1.1.29) nastoji postaviti što veću entalpiju pare što pomiče točku svježje pare udesno u T-s dijagramu. Zbog toga kao i zbog želje za iskorištavanjem maksimuma otpadne topline u generatoru pare, maksimalna eksergija pare je na nešto nižoj temperaturi od maksimalno moguće koja iznosi 565 °C. Iz T-Q dijagrama je vidljivo kako je zbog visokog tlaka pare i dovoljne temperaturne razlike između dimnog plina i pare na ulazu dimnog plina u generator pare eliminirana pinch točka unutar generatora pare te je u potpunosti iskorištena otpadna toplina dimnih plinova što doprinosi povećanju eksergije pare kroz povećan protok pare u generatoru pare. Iz T-s dijagrama je vidljivo kako je vlažnost pare na izlazu iz turbine manja od maksimalnih 20% te iznosi oko 7%. To je nelogično ako se uzme u obzir da je unutarnja iskoristivost parne turbine 90%. Međutim kako bi pri tako visokim tlakovima vlažnost pare na ulazu u kondenzator bila skoro 50 %, matematički model omogućuje ekspanziju samo do onog tlaka pare pri kojemu para postiže vlažnost 20%. Od tog tlaka pa do tlaka kondenzacije, para se prigušuje što izaziva smanjenje vlažnosti do manje od 20%. Naravno da ovakav ciklus ima vrlo malu termodinamičku iskoristivost koja iznosi svega 3.87%. Vidi se da proces smanjenja eksergetskih gubitaka generatora pare ne prepoznaje tehničke mogućnosti za dobivanje mehaničkog rada. U ovakvom pristupu, eksergetski gubici generatora pare ne prepoznaju tehnička ograničenja unutar turbine odnosno nemogućnost rada turbine s

vlažnošću većom od 20%. Kada ne bi bilo tog ograničenja, tada bi zaista takav ciklus davao najviše mehaničkog rada jer bi se smanjili gubici u kondenzatoru. Za model opisan u ovom radu, malo je nepraktično na ovaj način postaviti funkciju cilja jer bi ona zahtijevala ograničenje maksimalno dopuštene vrijednosti vlažnosti pare na izlazima iz turbina.



**5.16. T-s dijagram postrojenja s jednim krugom pare i minimalnim eksergijskim gubicima unutar generatora pare na otpadnu toplotu**



**5.17. T-Q dijagram postrojenja s jednim krugom pare i minimalnim eksergijskim gubicima unutar generatora pare na otpadnu toplotu**

### 5.2.2 Smanjenje eksergijskih gubitaka parnoturbinskog postrojenja

Ako se granice sustava postave tako da obuhvate cijelo parnoturbinsko postrojenje, tada se jednažba eksergijskih tokova može napisati kao:

$$P_p + E_{dp\_ul} + E_{kond\_ul} = P_t + E_{dp\_iz} + E_{tg} + E_{kond\_iz} + I \quad (1.1.35)$$

gdje je  $P_t$  mehanička snaga na turbinama,  $P_p$  je snaga dovedena pumpama napojne vode, a  $E_{kond\_ul}$  i  $E_{kond\_iz}$  su ulazna i izlazna eksergija rashladne vode za kondenzator. Ako se u toj jednažbi izrazi eksergetski gubitak cijelog postrojenja, može se napisati:

$$I = E_{dp\_ul} - (E_{dp\_iz} + E_{tg}) - (E_{kond\_iz} - E_{kond\_ul}) - (P_t - P_p) \quad (1.1.36)$$

Iz gornje jednažbe vidi se da je eksergijski gubitak u parnoturbinskom ciklusu jednak razlici eksergijskog pada dimnih plinova u generatoru pare umanjenog za  $E_{tg}$ , eksergijskog prirasta rashladne vode za hlađenje i dobivenih snaga u turbinama umanjnih za snage pumpi. U stvarnosti se izrazi  $E_{dp\_iz} + E_{tg}$  i  $E_{kond\_iz} - E_{kond\_ul}$  mogu smatrati gubicima jer ih se teško može iskoristiti za dobivanje mehaničkog rada stoga te izraze treba pridodati eksergetskom gubitku parnoturbinskog postrojenja koji tada iznosi:

$$I = E_{dp\_ul} - (P_t - P_p) \quad (1.1.37)$$

Vidi se kako eksergetski gubitak cijelog postrojenja ovisi isključivo o dobivenoj snazi u parnoj turbini jer je  $E_{dp\_ul}$  konstantan. Realni stupanj eksergijske efikasnosti tada glasi:

$$\eta_{E\_r} = \frac{P_t - P_p}{E_{dp\_ul}} \quad (1.1.38)$$

Ovime je pokazano kako se minimalni eksergijski gubici cijelog postrojenja podudaraju s najvećim stupnjem termodinamičke iskoristivosti postrojenja osim što je realni stupanj eksergijske efikasnosti po iznosu veći od termodinamičkog stupnja iskoristivosti jer je eksergija dimnih plinova na ulazu manja od entalpije dimnih plinova na ulazu u generator pare. Zbog toga nije potrebno raditi optimizacije različitih vrsta postrojenja kao što je rađeno u termodinamičkoj optimizaciji jer su

konfiguracije generatora pare jednake, kao i svi radni parametri postrojenja. Različiti su jedino stupnjevi iskoristivosti postrojenja ovisno o načinu računanja. Ujedno se može primijetiti kako se koncept eksergijskih gubitaka ne može u potpunosti primijeniti u praksi jer je pravi eksergijski gubitak manji od onog izračunatog prema formuli (1.1.37) kojemu su pridodani eksergijski tokovi koji s termodinamičke strane i nisu eksergijski gubici, ali zbog tehničke neuporabljivosti ih je potrebno pridodati eksergijskom gubitku. Takvim promjenama u računanju eksergijskog gubitka problem se opet sveo na uobičajeno traženje maksimalne korisne snage dobivene iz postrojenja te se postavlja pitanje opravdanosti uvođenja koncepta eksergijskih gubitaka. Jedino je način izračuna iskoristivosti logičniji kod realnog stupnja eksergijske iskoristivosti postrojenja jer kao uloženu energiju ne računa ukupnu energiju dimnih plinova nego samo onaj dio iz kojeg se teoretski može dobiti mehanički rad. Omjer entalpije i eksergije dimnog plina na ulazu u generator pare u slučaju temperature dimnog plina od 600 °C i temperature okoliša iznosi 2.256. Ako bi se htjelo dobiti eksergijske stupnjeve iskoristivosti, svaki termodinamički stupanj iskoristivosti izračunat u poglavlju 5.1 bi trebalo pomnožiti tim brojem.

U poglavlju 1.2.1 je spomenuto kako Carnotov stupanj iskoristivosti za temperaturu ogrjevnog spremnika od 600 °C i temperaturu rashladnog spremnika od 15 °C iznosi 67%. Ako se pogleda udio eksergije dimnog plina u njegovoj entalpiji pri istoj temperaturi vidi se da on iznosi 45.5%. Drugim riječima, iz entalpije dimnog plina te temperature može se dobiti najviše 45.5% mehaničkog rada. Naizgled je to u nesuglasju s Carnotovom tvrdnjom da se s tom temperaturom najviše može dobiti 67% mehaničkog rada. Međutim, razlika je u tome što kod Carnotovog procesa nije uzet u obzir radni medij u kružnom ciklusu, a u slučaju eksergije je taj medij određen izgaranjem goriva kojim su dobiveni dimni plinovi kao primarni radni medij. Svojstva takvog medija koji se ponaša po zakonima idealnog plina onemogućuju izmjenu topline pri konstantnoj temperaturi kao što je to slučaj kod Carnotovog ciklusa te je zbog toga smanjena teoretska mogućnost dobivanja mehaničkog rada.

### 5.3 Rezultati eksergoekonomske optimizacije

U eksergoekonomskoj optimizaciji traže se maksimalni ukupni prihodi tijekom životnog vijeka postrojenja dobiveni prodajom električne energije koji su umanjeni za troškove investicije. Računski se takva situacija može dobiti i tako da se traži minimum izgubljenih prihoda zbog propuštene proizvodnje električne energije u cijelom životnom vijeku postrojenja s obzirom na eksergijske gubitke cijelog postrojenja uvećanih za trošak investicije. Sljedeća formula iskazuje gore opisane ukupne troškove:

$$C_{uk} = C_I + C_p = c_e \cdot H \cdot D \cdot I + \\ + (\sum (k_{eko} \cdot A_{eko}) + \sum (k_{isp} \cdot A_{isp}) + \sum (k_{pr} \cdot A_{pr}) + \sum (k_{mp} \cdot A_{mp})) \quad (1.1.39)$$

$C_I$  je trošak zbog propuštene proizvodnje električne energije u cijelom životnom vijeku postrojenja (\$),  $C_p$  je trošak investicije onih dijelova postrojenja koja su u funkcijskoj vezi s nezavisnim varijablama u procesu optimiranja (\$),  $c_e$  je prodajna cijena električne energije na pragu elektrane (\$/kWh),  $H$  je prosječni godišnji rad postrojenja na punom opterećenju (h/god),  $D$  je životni vijek postrojenja (god),  $I$  je eksergijski gubitak postrojenja,  $k_{eko}$ ,  $k_{isp}$ ,  $k_{pr}$  i  $k_{mp}$  su specifične cijene ekonomajzera, isparivača, pregrijača i međupregrijača (\$/m<sup>2</sup>), a  $A_{eko}$ ,  $A_{isp}$ ,  $A_{pr}$  i  $A_{mp}$  su površine ekonomajzera, isparivača, pregrijača i međupregrijača (m<sup>2</sup>). Specifične cijene izmjenjivačkih površina u funkcijskoj su vezi s tlakom i temperaturom kojima su izloženi.

Bezdimenzijski oblik gornje jednadžbe može se definirati na sljedeći način:

$$C_{uk\_bezd} = \frac{C_{uk}}{c_e \cdot H \cdot D \cdot E_{dp\_ul}} \quad (1.1.40)$$

Bezdimenzijski oblik ukupnih troškova prikazan u gornjoj jednadžbi korišten je kao funkcija cilja u termoekonomskoj optimizaciji. Funkcija cilja sastoji se od termodinamičkog i investicijskog dijela koje prikazuju sljedeće jednadžbe:

$$C_{I\_bezd} = \frac{I}{E_{dp\_ul}} \quad (1.1.41)$$

$$C_{p\_bez d} = \frac{\sum(k_{eko} \cdot A_{eko}) + \sum(k_{isp} \cdot A_{isp}) + \sum(k_{pr} \cdot A_{pr}) + \sum(k_{mp} \cdot A_{mp})}{c_e \cdot H \cdot D \cdot E_{dp\_ul}} \quad (1.1.42)$$

gdje je  $C_{I\_bez d}$  termodinamički, a  $C_{p\_bez d}$  investicijski dio.

Iz [4, 16] odabrane su sljedeće vrijednosti specifičnih cijena izmjenjivačkih površina:

$$k_{eko} = 45.7 \text{ \$/m}^2$$

$$k_{isp} = 34.9 \text{ \$/m}^2$$

$$k_{pr} = 96.2 \text{ \$/m}^2$$

$$k_{mp} = 56.2 \text{ \$/m}^2$$

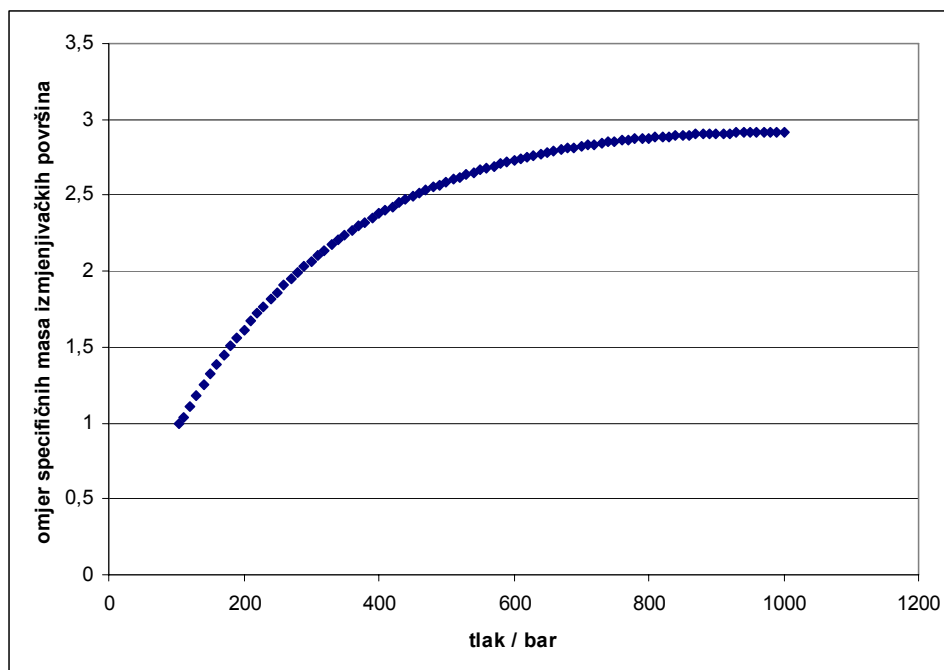
U [4, 16], specifične cijene izmjenjivačkih površina uzete su konstantnima. U stvarnosti one su funkcija tlaka i temperature kojima su izloženi. Kako bi se dobila orijentacijska veza između tlaka pare i specifične cijene izmjenjivačkih površina, kao referentno postrojenje odabrano je postrojenje za iskorištavanje otpadne topline s radnim tlakom od 105 bara. Vanjski promjer cijevi je 38 mm, a debljina stijenke 3.6 mm. Najveće naprezanje u ravnoj cilindričnoj stijenci iznosi prema [44]  $50.2 \text{ N/mm}^2$ . Kako bi se modelirao utjecaj porasta tlaka na specifičnu cijenu izmjenjivačkih površina pretpostavljeno je prethodno spomenuto naprezanje u stijenci cijevi kao fiksno za bilo koju promjenu tlaka. Naprezanje je računato prema sljedećoj formuli:

$$\sigma_s = \frac{p}{10} \cdot \frac{D_v - s_{st}}{2 \cdot s_{st}} \quad (1.1.43)$$

gdje je  $\sigma_s$  najveće naprezanje u ravnoj stijenci u  $\text{N/mm}^2$ ,  $p$  tlak u barima,  $D_v$  vanjski promjer cijevi u mm, a  $s_{st}$  debljina stijenke u mm. Naprezanje općenito raste s povećanjem tlaka i srednjeg promjera cijevi, a smanjuje se s porastom debljine stijenke. Za potrebe proračuna, vanjski promjer cijevi je ostao nepromijenjen, a povećavana je samo debljina stijenke s povećanjem tlaka. Za tlak od 340 bara debljina stijenke je porasla na 11.4 mm. S time se smanjio i unutarnji promjer cijevi tako da je omjer njegove površine i površine referentnog slučaja iznosio 0.24. U takvom slučaju, ako se želi zadržati isti pad tlaka vode duž cijevi, potrebno je napraviti  $1 / 0.24 = 4.1$



puta više paralelnih cijevi koje izlaze iz kolektora u odnosu na referentni slučaj. Pretpostavljeno je da će specifična cijena izmjenjivačkih površina biti razmjerna specifičnoj masi izmjenjivačkih površina mjerenih u  $\text{kg/m}^2$ . Omjer specifičnih masa izmjenjivačkih površina pri određenom tlaku i specifične mase izmjenjivačkih površina u referentnom slučaju prikazuje Slika 5.18.



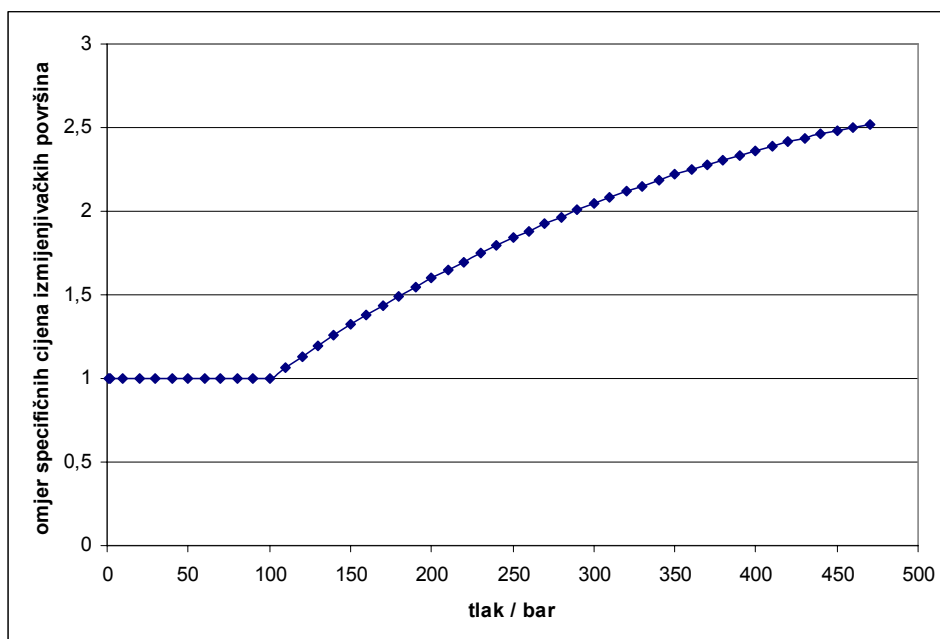
**5.18. Omjer specifičnih masa i specifične mase u referentnom slučaju u ovisnosti o porastu tlaka**

Za krivulju na gornjoj slici napravljena je interpolacija polinomom trećeg stupnja koji vjerno prikazuje gornju krivulju u mogućem rasponu tlakova od 105 do 440 bara:

$$\text{omjer\_spec\_cijena} = 4 \cdot 10^{-9} \cdot p^3 - 1 \cdot 10^{-5} \cdot p^2 + 0.078 \cdot p + 0.2261 \quad (1.1.44)$$

Na Slici

5.19 prikazan je omjer specifičnih cijena izmjenjivačkih površina i specifičnih cijena izmjenjivačkih površina u referentnom slučaju s obzirom na promjenu tlaka.



**5.19. Omjer specifičnih cijena izmjenjivačkih površina i specifičnih cijena izmjenjivačkih površina u referentnom slučaju s obzirom na promjenu tlaka**

Kako se debljina stijenke ne bi smanjivala manje od 3,6 mm, za tlakove manje od 105 bara omjer specifičnih cijena izmjenjivačkih površina i specifičnih cijena izmjenjivačkih površina u referentnom slučaju jednak je jedinici.

Koeficijenti prolaza topline ekonomajzera, isparivača, pregrijača i međupregrijača uzeti su iz [4, 16] i iznose:

$$K_{eko} = 42.6 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

$$K_{isp} = 43.7 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

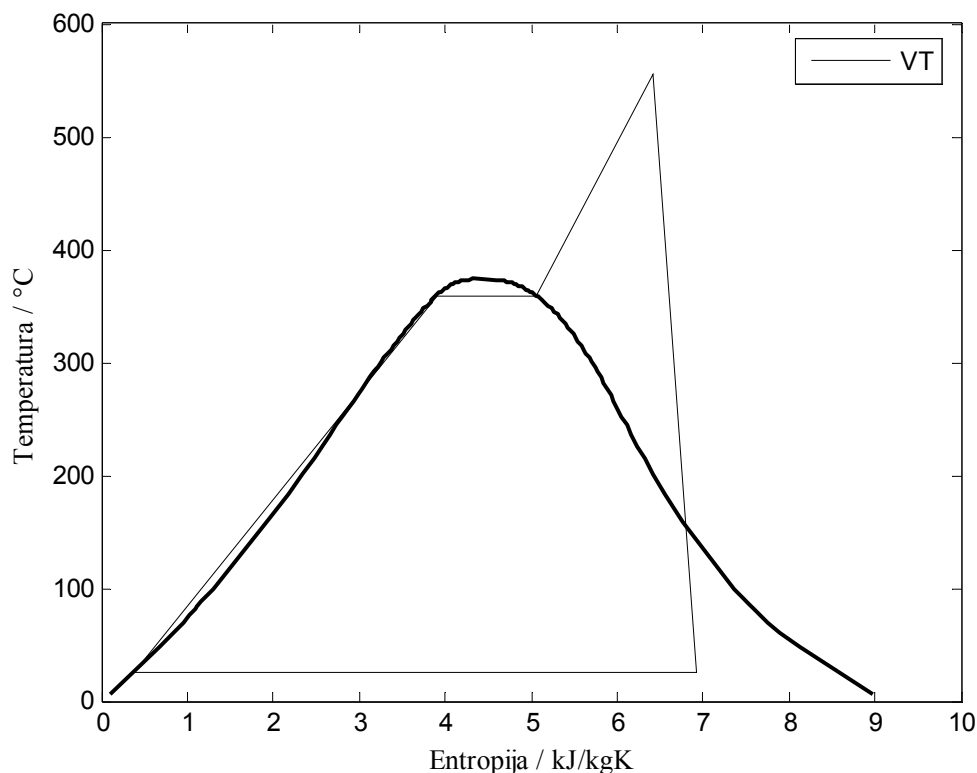
$$K_{pr} = 50 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

$$K_{mp} = 50 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

Površine izmjenjivačkih površina računaju se prema formuli (1.1.6). Vijek trajanja postrojenja  $D$  iznosi 25 godina, broj sati rada pri punom opterećenju  $H$  iznosi 7000 sati godišnje, a srednja prodajna cijena električne energije  $c_e$  iznosi 0.05 \$/kWh.

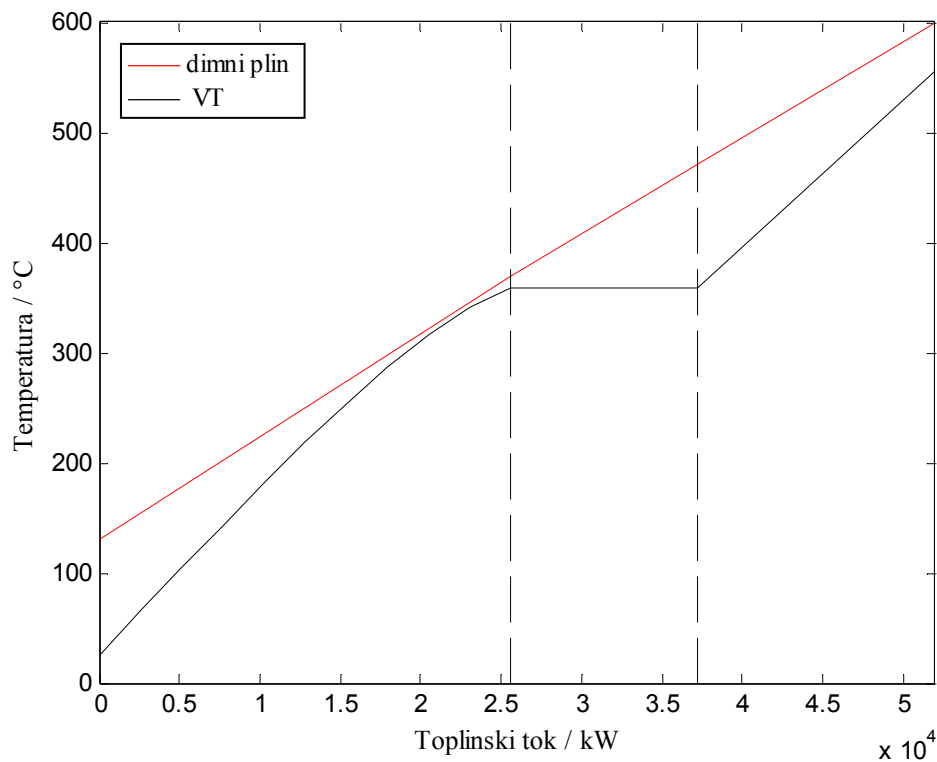
### **5.3.1 Rezultati eksergoekonomske optimizacije za postrojenje s jednim krugom pare bez međupregrijanja**

Na Slici 5.20 prikazan je T-s dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s jednim krugom pare. Temperatura pregrijane pare je 555 °C što je manje od maksimalno moguće koja iznosi 565 °C. Tlak pare je 185 bara, a vlažnost pare na izlazu iz turbine 20%. Pinch točka iznosi 2.9 °C što je prikazano na Slici 5.21. Detaljni podaci za sva eksergoekonomski optimirana postrojenja mogu se vidjeti u Tablici 5-2. U odnosu na termodinamičku optimizaciju identičnog postrojenja, može se primijetiti pad temperature svježe pare za 10 °C, pad tlaka za 13 bara i povećanje pinch točke za 2.9 °C. U odnosu na termodinamičku optimizaciju, funkcija cilja je dobila investicijski dio zbog kojeg su se dogodile takve razlike. Cijena izmjenjivačkih površina ovisi o veličini pinch točke i o tlaku pare. Iznos pinch točke direktno određuje površinu izmjenjivača u kojem se ona nalazi na način da manji iznos pinch točke povećava površinu izmjenjivača i obrnuto. Ako se pinch točka nalazi na granici dva izmjenjivača, onda ona značajno određuje površine oba izmjenjivača. Povećani tlak pare povećava specifičnu cijenu izmjenjivačkih površina te tako na drugi način povećava ukupnu cijenu izmjenjivačkih površina. Iz rezultata optimizacije može se vidjeti da je zbog visoke cijene izmjenjivačkih površina pod visokim tlakom pare, termoeekonomski optimalan tlak niži za 13 bara od termodinamički optimalnog tlaka. Zanimljivo je da je optimalna temperatura svježe pare niža od najveće dopuštene za 10 °C. U ovom slučaju, gubitak uzrokovan smanjenjem termodinamičke iskoristivosti kružnog ciklusa zbog smanjene temperature svježe pare je manji od dobitka uzrokovanog povećanjem masenog protoka pare zbog veće temperaturne razlike između ulazne temperature dimnog plina u generator pare i temperature svježe pare (usporediti Slike 10.3 i 10.4 koje imaju najbliže podatke za razlike temperatura između dimnog plina i pare na mjestu ulaska dimnog plina u generator pare).

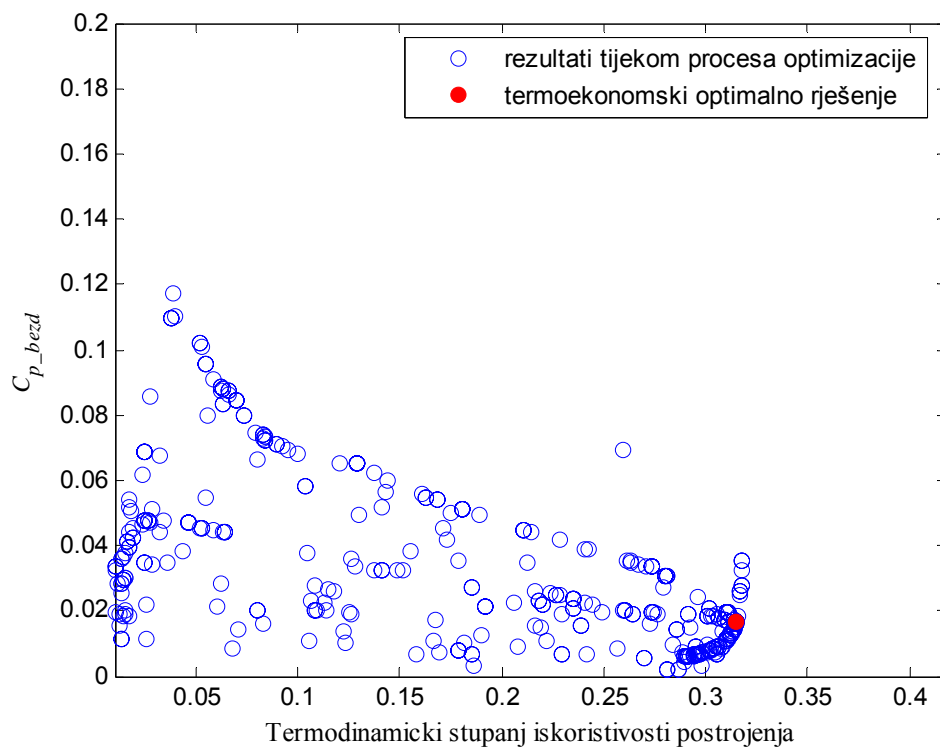


#### ***5.20. T-s dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s jednim krugom pare bez međupregrijanja***

Izlazna temperatura dimnih plinova iz generatora pare je 131 °C za razliku od termodinamički optimalne temperature koja iznosi 128 °C. Utjecaj na porast te temperature je dvostruk: jedan je zbog porasta pinch točke, a drugi je zbog smanjenja tlaka pare. Dominantan je utjecaj porasta pinch točke jer se iz Slike 10.3 u Prilogu (dltT=40°C za 600 °C) vidi da je u ovom području tlakova vrlo malen utjecaj promjene tlaka pare na izlaznu temperaturu dimnog plina. U odnosu na termodinamički optimalno rješenje gdje je termodinamički stupanj djelovanja iznosio 31.82% u eksergoekonomski optimalnom slučaju termodinamička iskoristivost iznosi nešto nižih 31.49%. Eksergetski stupanj djelovanja iznosi 72.22%



**5.21. T-Q dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s jednim krugom pare bez međupregrijanja**

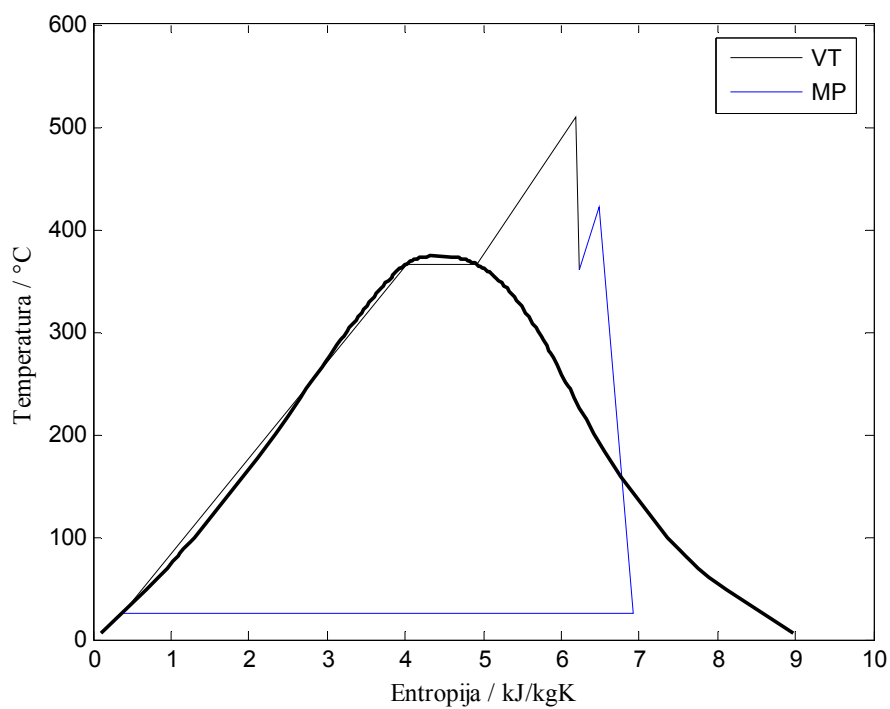


**5.22. Prikaz pareto optimizacije za postrojenje s jednim krugom pare bez međupregrijanja**

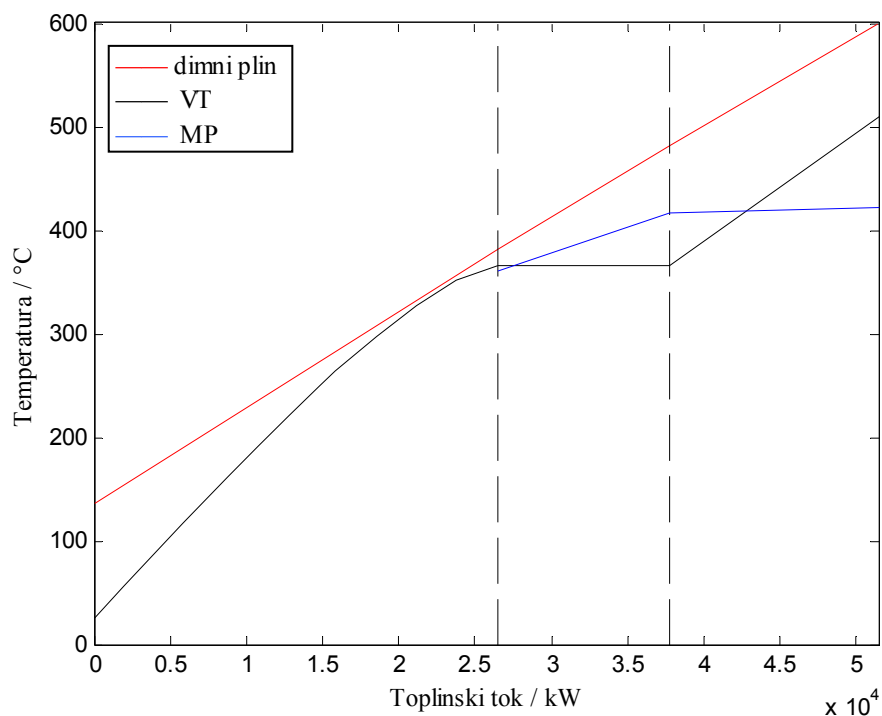
Višekriterijska optimizacija kao što je slučaj s eksergoekonomskom optimizacijom gdje se traži minimum termodinamičkog i investicijskog dijela zajedno, naziva se i pareto optimizacija. Kod termodinamičke optimizacije bio je tražen ekstrem samo jedne varijable, a to je bio termodinamički stupanj iskoristivosti. Kod eksergoekonomske optimizacije traži se ekstrem zbroja dviju varijabli: eksergoekonomskog gubitka postrojenja i ukupne cijene izmjenjivačkih površina u generatoru pare. Pareto optimizacija može imati i više od dvije optimirajuće varijable. Za višekriterijske optimizacije karakteristična je pareto fronta na kojoj se nalaze najbolja rješenja. Optimalno rješenje uvijek se nalazi na pareto fronti. U ovom slučaju, pareto fronta pokazuje rezultate s najboljim termodinamičkim stupnjevima djelovanja i pripadnim bezdimenzijskim investicijskim troškom  $C_{p\_bez}$  što se može vidjeti na Slici 5.22. Na Slici 5.22 prikazani su rezultati svakog pozivanja funkcije cilja od strane genetskog algoritma. Primjećuje se gomilanje rezultata oko pareto fronte. Crveno ispunjen krug je eksergoekonomski optimalan rezultat.

### **5.3.2 Rezultati eksergoekonomske optimizacije za postrojenje s jednim krugom pare i međupregrijanjem**

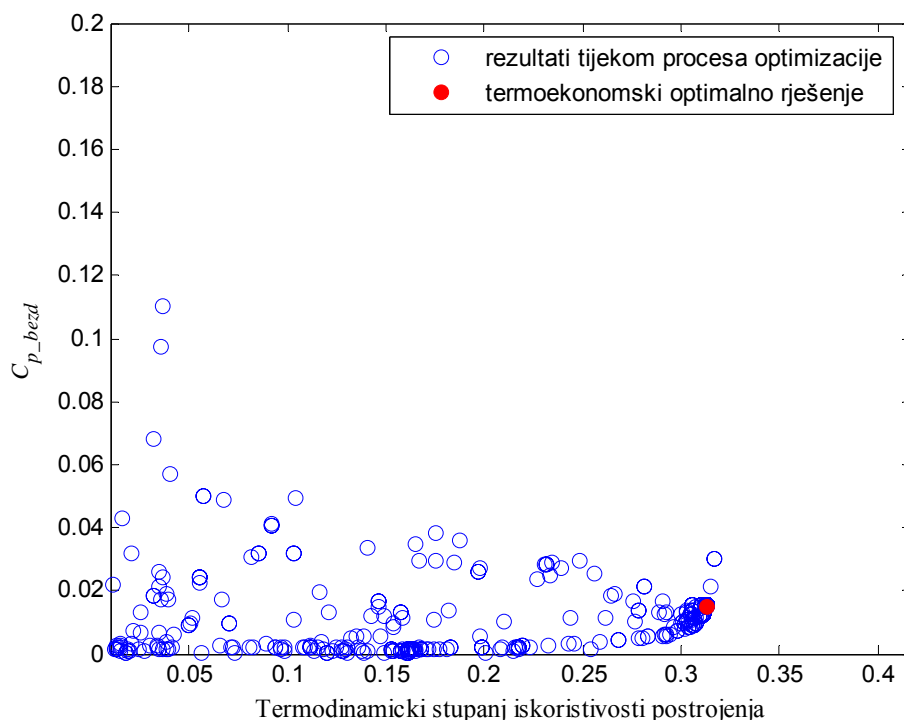
Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s jednim krugom pare i međupregrijanjem pokazuju kako je takvo rješenje lošije od postrojenja s jednim krugom pare bez međupregrijanja, identično kao i kod termodinamičke optimizacije. Međurezultati koji su dobiveni prije pronalaska rješenja koje bi izbacilo međupregrijač, i čiji rezultati su malo lošiji od postrojenja bez međupregrijanja, su prikazani na Slikama 5.23, 5.24 i 5.25 kao T-s, T-Q i pareto prikaz. Detaljni podaci o tom međurezultatu također su prikazani u Tablici 5-2.



**5.23. T-s dijagram približno optimalnog rješenja postrojenja s jednim krugom pare i međupregrijanjem**



**5.24. T-Q dijagram približno optimalnog rješenja postrojenja s jednim krugom pare i međupregrijanjem**



#### 5.25. Prikaz pareto fronte približno optimalnog rješenja postrojenja s jednim krugom pare i međupregrijanjem

Iz T-s dijagrama vidljivo je kako je bolje, kao i u prethodnom poglavlju, smanjiti temperature svježeg pare i pare iz međupregrijanja kako bi se postigla vlažnost pare od 20% na izlazu iz turbine međupregrijanja, nego li povećavati tlak svježeg pare. Povećanje tlaka nije optimalno zbog visoke cijene izmjenjivača pod visokim tlakom. Temperatura u međupregrijanju koja je niža od temperature svježeg pare pokazuje tendenciju ka ukidanju međupregrijanja kao optimalnog rješenja. Iz T-Q dijagrama se vidi da je zbog paralelno postavljenih pregrijača i međupregrijača onemogućeno postizanje viših temperatura svježeg pare koja iznosi približno 510 °C u odnosu na postrojenje bez međupregrijanja gdje je optimalna temperatura 555 °C. Ipak, smanjenje termodinamičke iskoristivosti je dijelom kompenzirano prisustvom međupregrijanja tako da je pad termodinamičke iskoristivosti relativno malen. Kao i u termodinamičkoj optimizaciji, pokazuje se kako je zbog premale razlike temperatura između medija na strani generatora pare gdje dimni plinovi ulaze u generator pare, uvođenje međupregrijanja u postrojenje s jednim krugom pare neoptimalno rješenje.



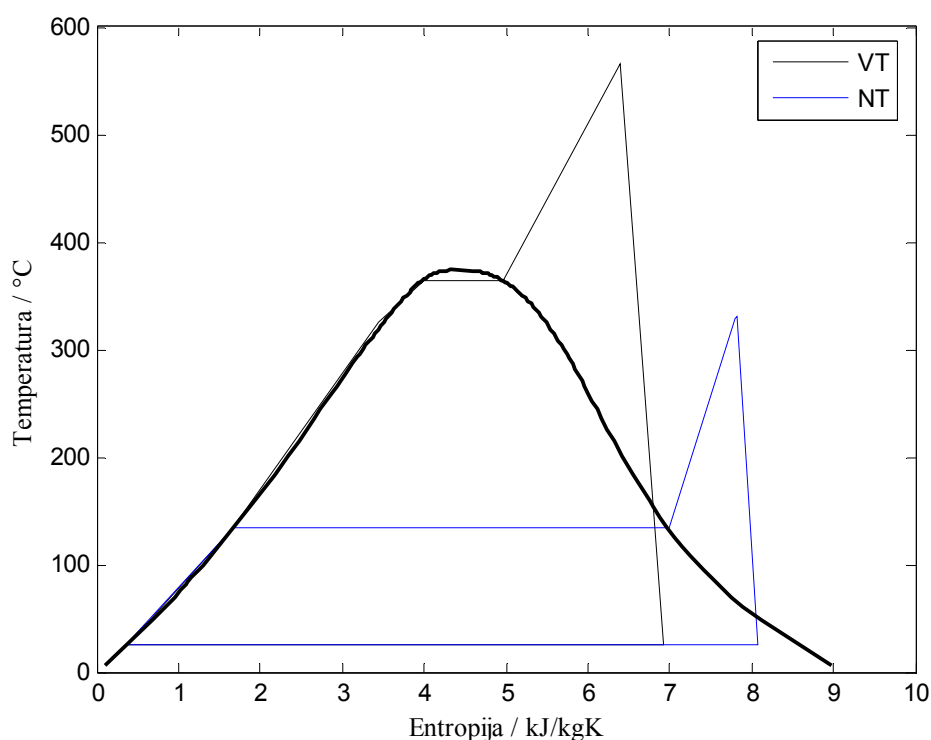
U takvoj situaciji, dodatno izmjenjivanje topline zbog međupregrijanja, koje se nalazi desno od pinch točke u T-Q dijagramu, pomiče pinch točku ulijevo te je zbog toga izlazna temperatura dimnog plina povišena. Za razliku od postrojenja s dodatnim krugom pare, ovdje je nemoguće iskoristiti taj povećani iznos otpadne topline nastao međupregrijanjem.

### **5.3.3 Rezultati eksergoekonomske optimizacije za postrojenje s dva kruga pare bez međupregrijanja**

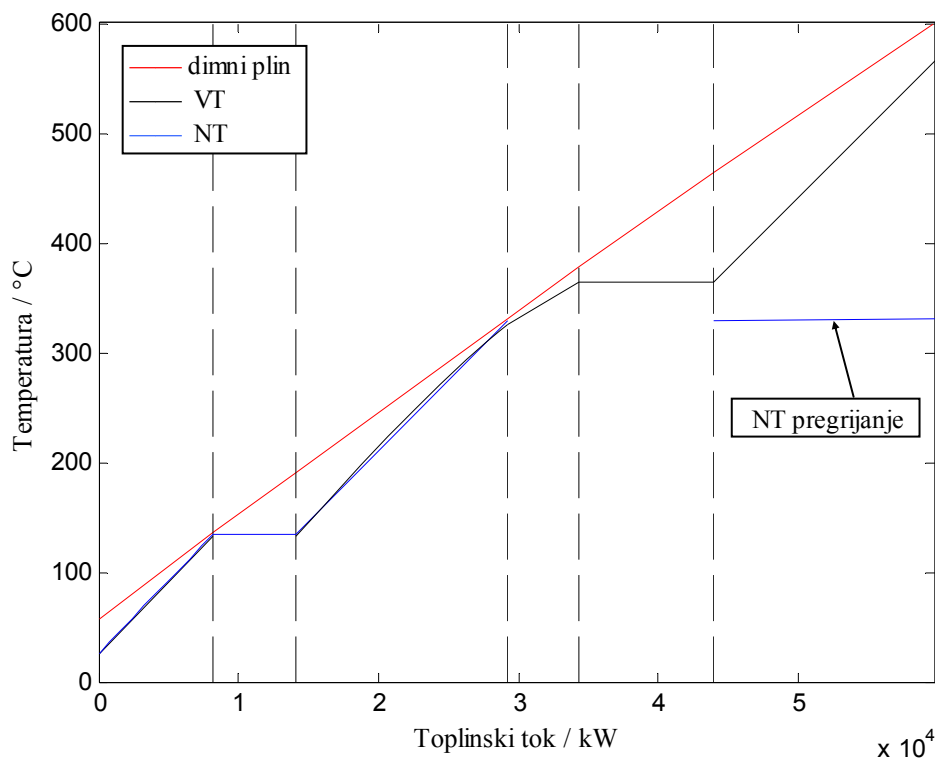
U rezultatima eksergoekonomske optimizacije postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja, vidljiva je znatna sličnost s rezultatima termodinamičke optimizacije jednakog postrojenja. Razlika je u tlaku visokotlačne pare koji se spustio sa 198 bara na 196.7 bara. Razlog smanjivanja tlaka je u većoj cijeni izvedbe s većim tlakom. Tlak niskotlačne pare je ostao isti i iznosi 3 bara što je razumljivo jer je cijena materijala na niskom tlaku niska u odnosu na više tlakove i na mijenja se s promjenom tlaka, a taj tlak je termodinamički optimalan. Uz to, utjecaj promjene tlaka niskotlačne pare je relativno malen na promjenu termodinamičkog stupnja iskoristivosti. Pinch točka visokog tlaka je najmanja na kraju prvog ekonomajzera što je vidljivo iz T-Q dijagrama na Slici 5.27 i iznosi 2.5 °C. Pinch točke pare niskog tlaka su još niže i iznose oko 1.7 °C. Razlog razlikovanja iznosa pinch točaka visokog i niskog tlaka je viša specifična cijena izmjenjivačkih površina visokog tlaka u odnosu na površine na niskom tlaku. Kod termodinamičke optimizacije je bilo svejedno kako su raspoređeni prirasti entalpija između dvije pinch točke, ako su krajnji iznosi entalpija pri pinch točkama jednaki i ako takve promjene ni na koji način ne utječu na pinch točke između kojih se razmatraju različiti udjeli u prirastima entalpija. Kod eksergoekonomskih optimizacija svih postrojenja postoji tendencija da se krivulje krugova viših tlakova udaljuju od krivulje dimnih plinova između dvije neophodne pinch točke jer se na taj način povećava srednja razlika temperatura u tim izmjenjivačima te se posljedično tim izmjenjivačima smanjuje površina.

Termodinamička iskoristivost je zbog manjeg protoka visokotlačne pare za 0.3 kg/s i zbog termodinamički malo lošijih ciklusa smanjena s 34.5% u termodinamičkoj optimizaciji na 34.28% u eksergoekonomskoj optimizaciji. Izlazna temperatura dimnih plinova je zbog povećane pinch točke porasla s 55.2 °C u termodinamičkoj

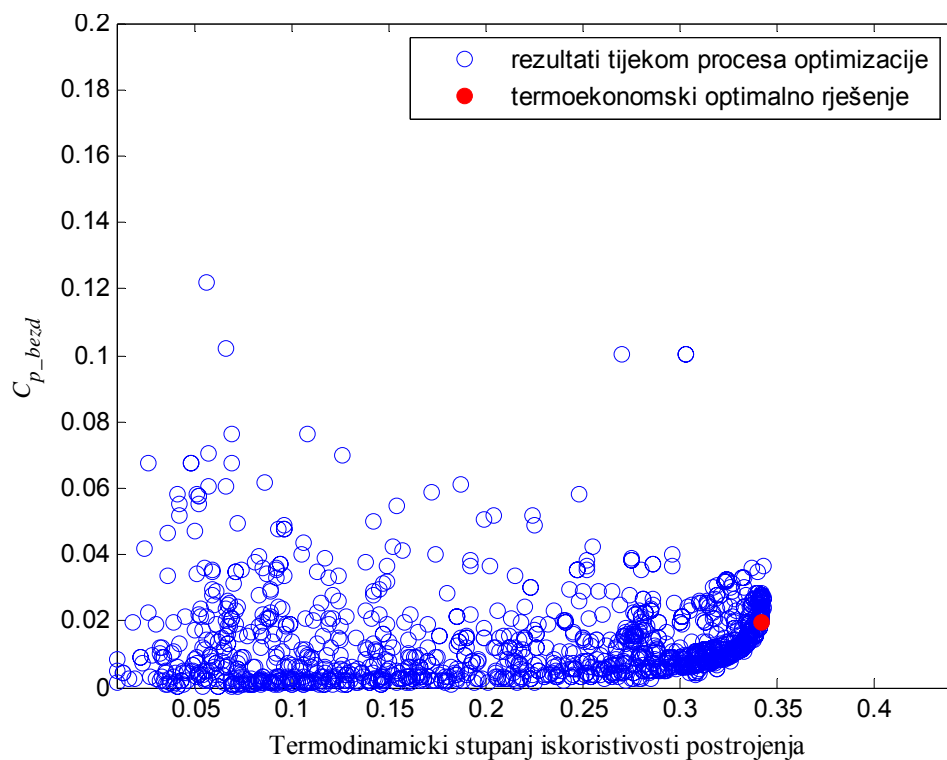
optimizaciji na  $57.8\text{ }^{\circ}\text{C}$  u eksergoekonomskoj optimizaciji. Temperatura svježe pare visokog tlaka je ostala maksimalnih  $565\text{ }^{\circ}\text{C}$  dok je temperatura niskotlačne svježe pare porasla s  $307\text{ }^{\circ}\text{C}$  u termodinamičkoj na  $331\text{ }^{\circ}\text{C}$  u eksergoekonomskoj optimizaciji. Temperatura niskotlačne svježe pare je porasla jer je zbog smanjenog protoka visokotlačne pare ostalo topline za povećano pregrijavanje niskotlačne pare. U ovom slučaju, otpadna topline nastala smanjenim protokom visokotlačne pare iskorištena je u ciklusu s lošijom termodinamičkom iskoristivošću čije izmjenjivačke površina su jeftinije od izmjenjivačkih površina u visokotlačnom krugu pare.



**5.26. *T-s* dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja**



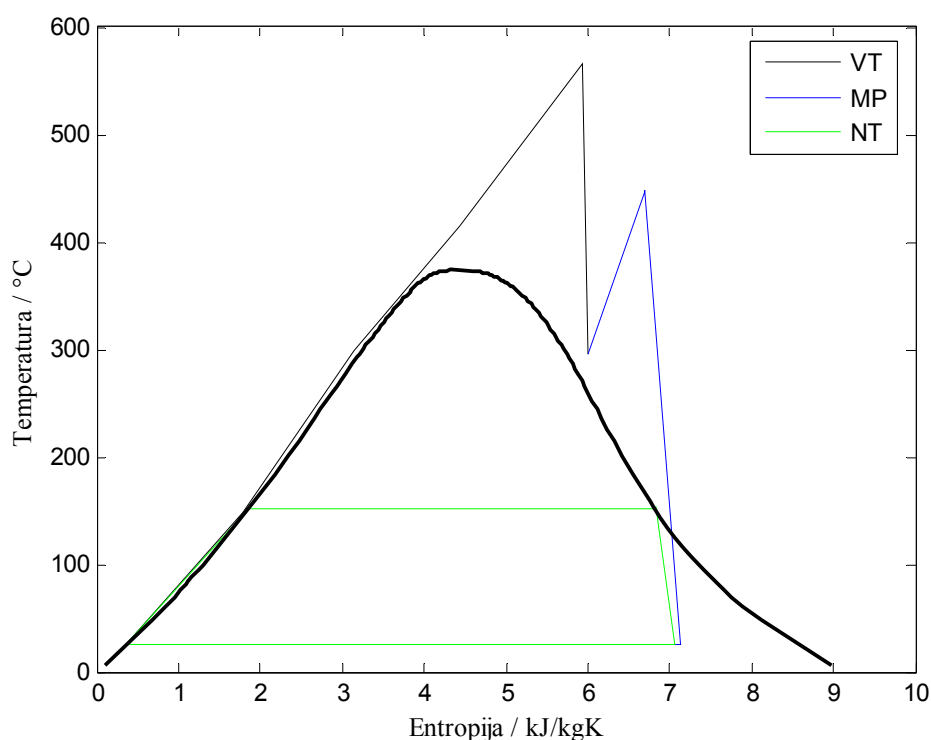
**5.27. T-Q dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja**



**5.28. Prikaz pareto fronte eksergoekonomski optimiranog postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja**

### 5.3.4 Rezultati eksergoekonomske optimizacije za postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem

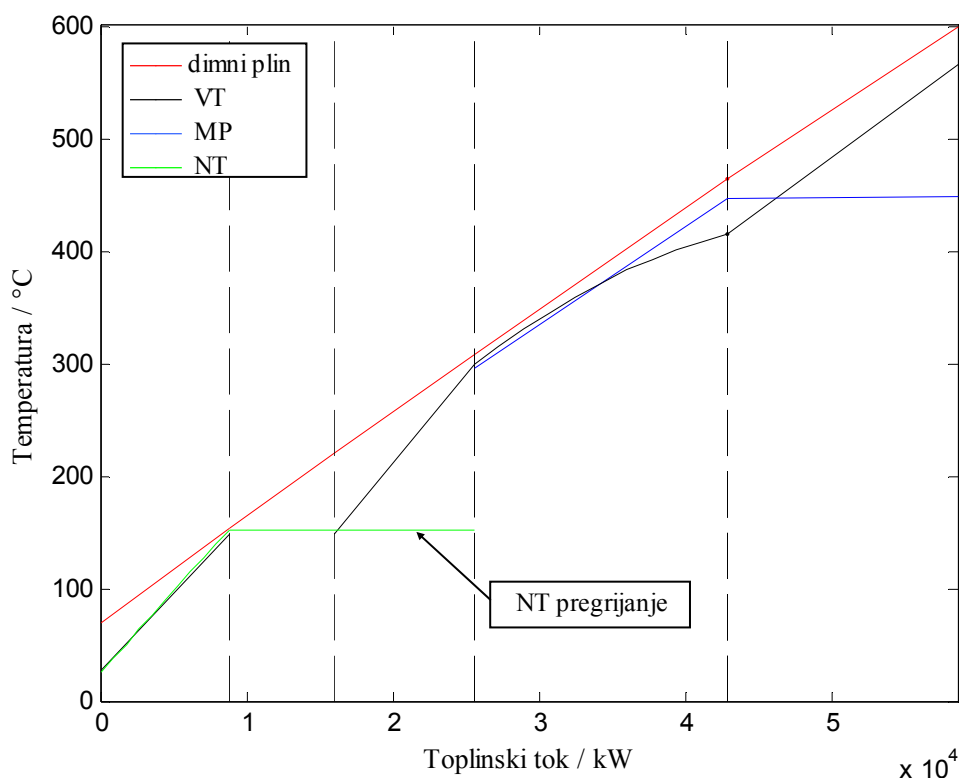
Kao i u prethodnim slučajevima eksergoekonomske optimizacije, i kod postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem došlo je do povećanja pinch točaka. Kod kruga visokotlačne pare pinch točka s najnižim iznosom je oko 4 °C što je više od pinch točke kod postrojenja s dva kruga bez međupregrijanja zbog povećanja tlaka visokotlačne pare na 368 bara.



**5.29. T-s dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem**

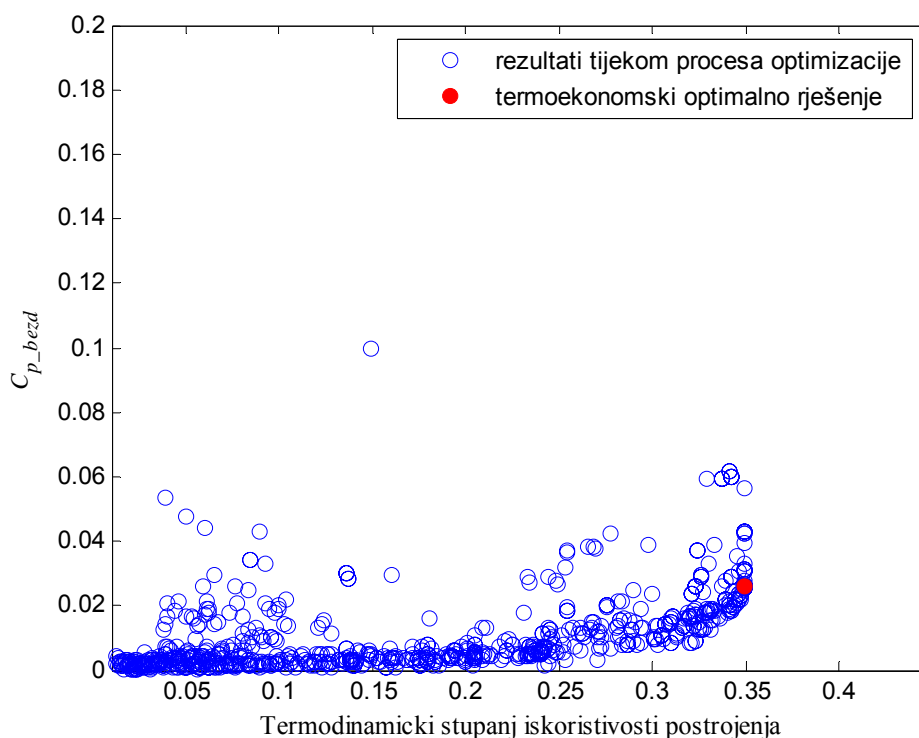
Povećanje vlažnosti na izlazu iz turbine međupregrijanja s 13,6% u termodinamičkoj na 20 % u eksergoekonomskoj optimizaciji rezultat je nastojanja za što boljim stupnjem termodinamičke iskoristivosti ciklusa u uvjetima tlaka visokotlačne pare nižeg od optimalnog što je vidljivo iz T-s dijagrama na Slici 5.29. Zbog skupih investicijskih troškova za postrojenje s 427.4 bara koliki je optimalni termodinamički tlak visokotlačne pare, odabran je niži tlak koji iznosi 368 bara. S obzirom na smanjen tlak, zadržavanje temperature međupregrijanja na 565 °C, kolika je bila u termodinamičkoj optimizaciji, rezultiralo bi smanjenjem iznosa pinch točke u

zadnjem ekonomajzeru visokotlačne pare ili bi uzrokovalo povećanje izlazne temperature dimnog plina. Stoga je temperatura međupregrijanja snižena na 454.5 °C kao kompromisno rješenje. Iznosi pinch točaka niskog kruga manji su od iznosa pinch točaka visokog kruga pare što je u skladu s postavljenim modelom porasta specifičnih cijena izmjenjivačkih površina s povećanjem tlaka. Ostali parametri kruga niskotlačne pare se nisu bitno mijenjali. Pregrijavanje niskog tlaka koje se vidi u T-Q dijagramu na Slici 5.30 je zanemarivo.



**5.30. T-Q dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem**

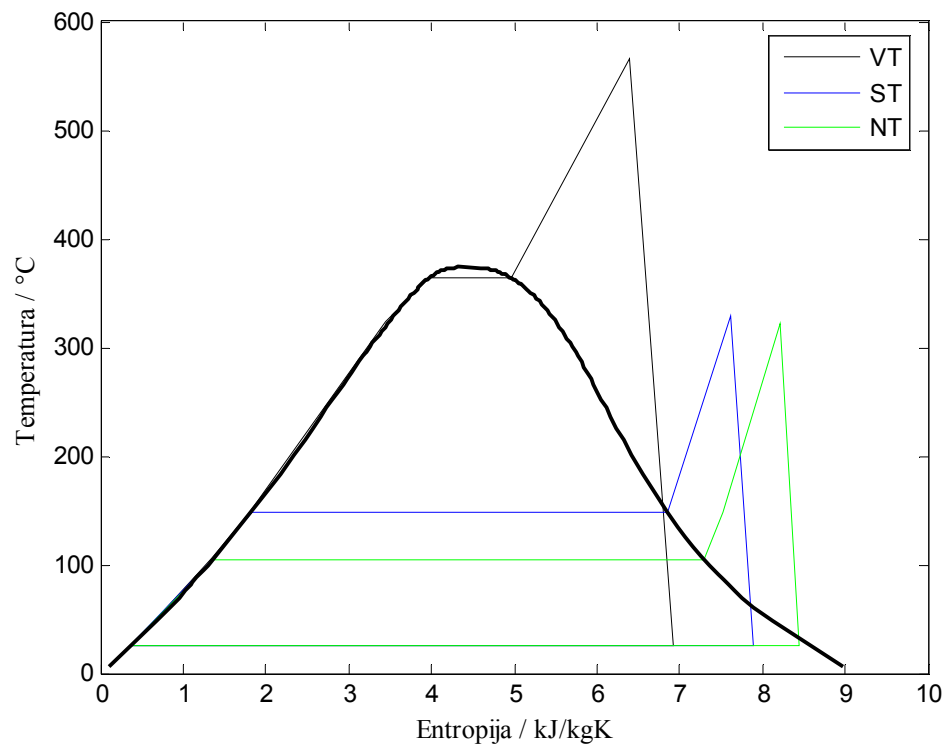
Stupanj termodinamičke iskoristivosti postrojenja iznosi 34.84 % što je očekivano niže u odnosu na termodinamički optimirano postrojenje koje iznosi 35.18 %. Iz ovoga se može vidjeti opravdanost uzimanja rješenja s manjom vlažnošću pare na izlazu iz turbine međupregrijanja u termodinamičkoj optimizaciji od maksimalno dopuštenih 20 %, iako to nije bilo na prvi pogled dobro rješenje. Na Slici 5.31 su prikazani rezultati pozivanja funkcije cilja koji formiraju pareto frontu na kojoj se nalazi i eksergoekonomski optimalno rješenje označeno crvenim krugom.



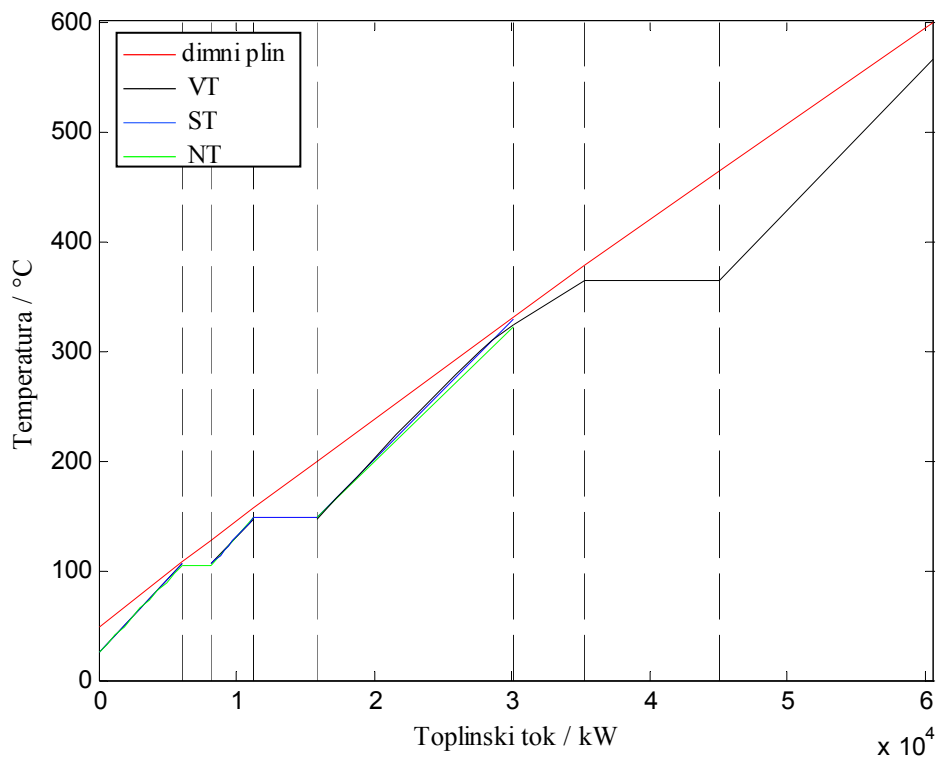
### 5.31. Prikaz pareto fronte eksergoekonomski optimiranog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

#### 5.3.5 Rezultati eksergoekonomske optimizacije za postrojenje s tri kruga pare bez međupregrijanja

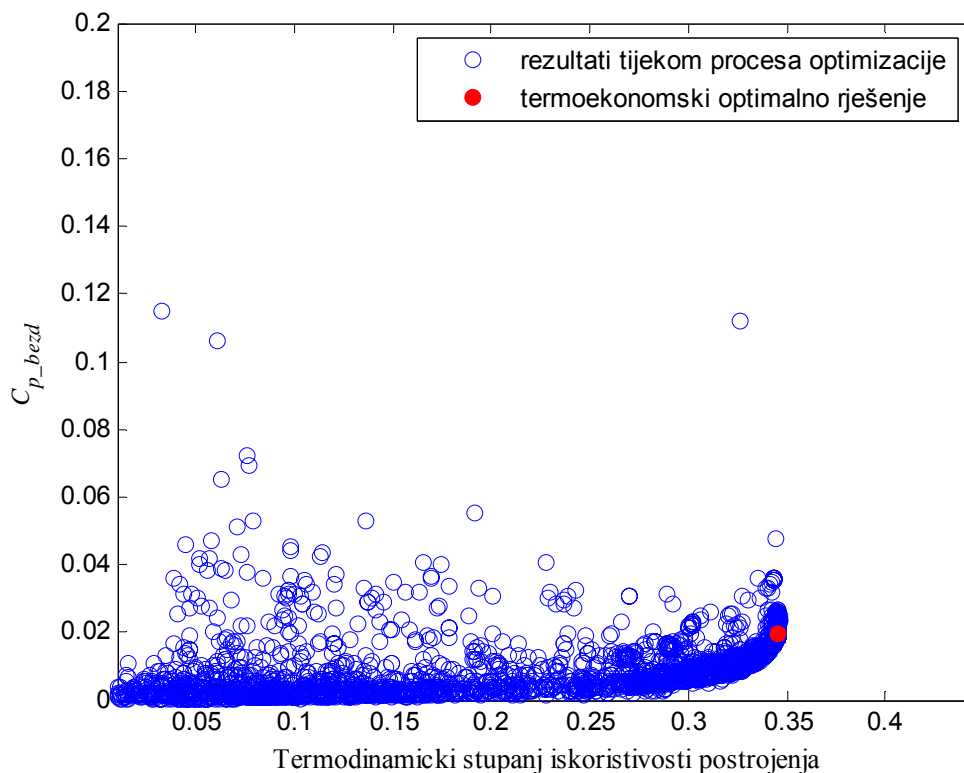
T-s, T-Q dijagram i prikaz pareto fronte za eksergoekonomsku optimizaciju postrojenja s tri kruga pare bez međupregrijanja prikazani su na Slikama 5.32, 5.33 i 5.34. U odnosu na termodinamički optimalno postrojenje, smanjen je neznatno tlak visokotlačne pare s 198 na 196.2 bara, povećane su pinch točke visokotlačnog kruga pare na oko 2 °C te je povećano pregrijanje srednjetačne i niskotlačne pare. Detalji su prikazani u Tablici 5-2. Postrojenje s tri kruga pare bez međupregrijanja je po svojim rezultatima bolje od postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja, ali je lošije i termodinamički i termoekonomske od postrojenja s dva kruga pare s međupregrijanjem.



**5.32. T-s dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s tri kruga pare bez međupregrijanja**



**5.33. T-Q dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s tri kruga pare bez međupregrijanja**



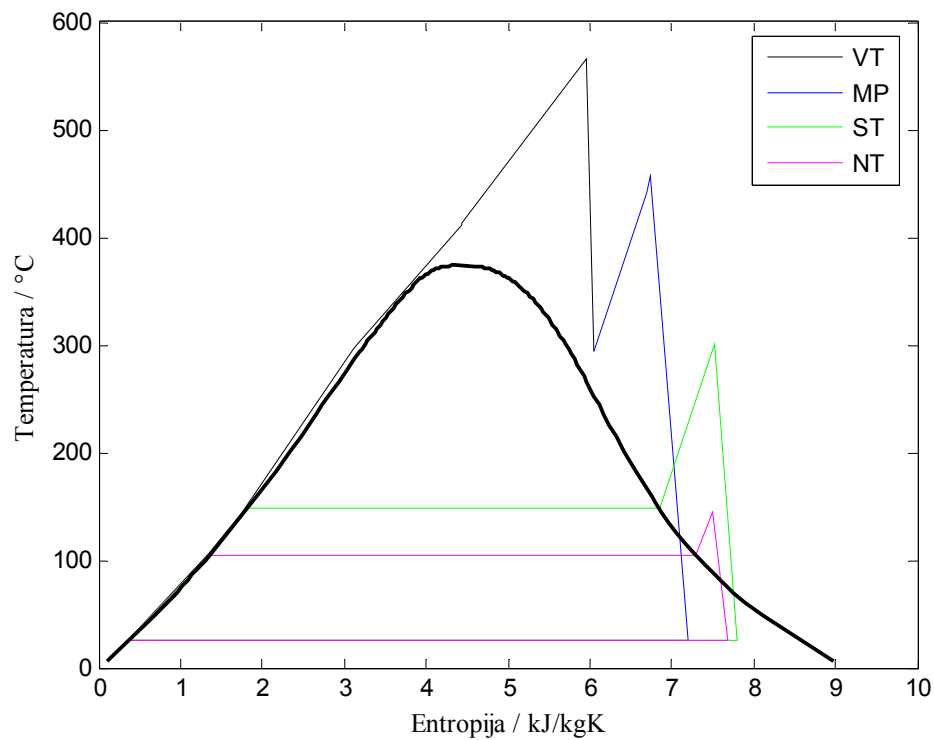
**5.34. Prikaz pareto fronte eksergoekonomski optimiranog postrojenja s tri kruga pare bez međupregrijanja**

### 5.3.6 Rezultati eksergoekonomske optimizacije za postrojenje s tri kruga pare i međupregrijanjem

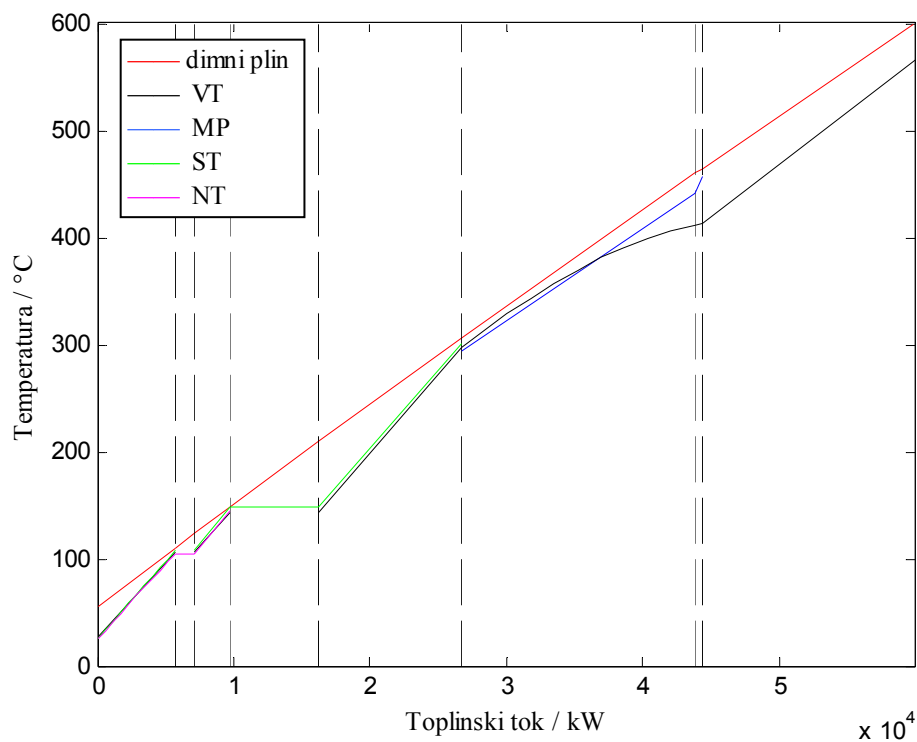
T-s, T-Q i dijagram s pareto prikazom za eksergoekonomski optimalno postrojenje s tri kruga pare i međupregrijanjem prikazano je na Slikama 5.35, 5.36 i 5.37. Glavne razlike u odnosu na termodinamičku optimizaciju identičnog postrojenja su u smanjenoj temperaturi međupregrijanja s 565 na 457.5 °C, smanjenom tlaku visokotlačne pare s 413,8 na 358 bara i porastu pinch točki u krugu visokotlačne pare na približno 5 °C. Kao posljedica smanjene temperature međupregrijanja, zadnji pregrijač visokotlačne pare više nije u paralelnom položaju s međupregrijačem nego je smješten samostalno. Zbog smanjenog međupregrijanja, ostalo je više topline za pregrijavanje srednjetlačne i niskotlačne pare. Objašnjenje za takvo rješenje se nalazi u činjenici da bi ostavljanje visokog tlaka kao u termodinamičkoj optimizaciji donijelo preveliki trošak s obzirom na investiciju. Kao kompromis, smanjen je tlak, ali i temperatura međupregrijanja kako bi se dobila para s većom vlažnošću na izlazu iz



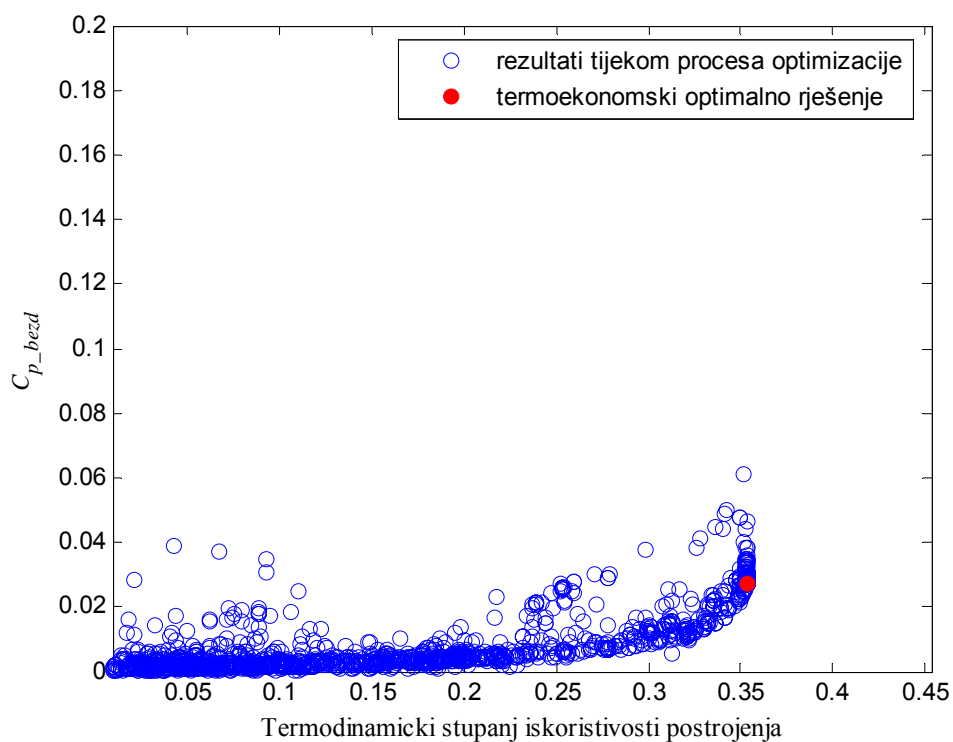
turbine međupregrijanja, slično kao i u slučaju postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem.



**5.35. T-s dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem**



5.36. *T-Q* dijagram eksergoekonomski optimiranog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem



5.37. *Prikaz pareto fronte eksergoekonomski optimiranog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem*

## 5-2. Rezultati eksergoekonomske optimizacije svih postrojenja

		1K	1K_MP	2K	2K_MP	3K	3K_MP
Ciklus	<i>nvars</i>	6	11	18	26	33	43
	$C_{l\_bezd}$	0,2896	0,2932	0,2266	0,2129	0,2200	0,2034
	$C_{p\_bezd}$	0,0166	0,0154	0,0209	0,0259	0,0199	0,0274
	$C_{uk\_bezd}$	0,3062	0,3087	0,2475	0,2388	0,2399	0,2307
	Eksergetski stupanj djelovanja ciklusa	%	72,22	71,94	78,58	81,66	78,00
	Termodinamički stupanj djelovanja ciklusa	%	31,49	31,33	34,28	34,89	34,57
	Temperatura izlaza dimnih plinova	°C	131,2	136,4	57,8	68,6	49,0
	maseni protok dimnih plinova	kg/s	100	100	100	100	100
	Ukupna električna snaga	kW	21038,0	20956,0	22889,0	23537,0	23080,0
VT	Tlak	bar	185,1	201,3	196,7	368,0	196,2
	Temperatura napojne vode	°C	26,2	26,3	26,3	27,4	26,3
	Temperatura isparavanja	°C	359,3	366,2	364,4	414,4	364,1
	Temperatura svježe pare	°C	555,3	510,0	565,0	565,0	565,0
	Pinch točka 1	°C	2,9	14,7	2,5	4,1	1,9
	Pinch točka 2	°C			5,9	7,7	10,6
	Pinch točka 3	°C				6,9	8,0
	maseni protok pare	kg/s	15,7	15,4	15,4	13,9	15,4
	Električna snaga	kW	21038,0	3609,3	20946,0	5372,2	20895,0
	Snaga pumpe	kW	344,8	368,7	360,5	606,3	358,7
	Vlažnost pare na izlazu iz turbine	%	20,0		20,0		20,0
MP	Tlak međupregrijanja	bar		76,0		62,2	59,7
	Temperatura međupregrijanja	°C		421,7		448,0	457,5
	Pinch točka	°C		20,0		11,8	7,2
	maseni protok pare	kg/s		15,4		13,9	13,7
	Električna snaga	kW		17347,0		15999,0	15910,0
	Vlažnost pare na izlazu iz turbine	%		20,0		17,4	16,7
ST	Tlak	bar				4,5	4,5
	Temperatura napojne vode	°C				25,1	25,1
	Temperatura isparavanja	°C				147,9	147,9
	Temperatura svježe pare	°C				328,4	301,2
	Pinch točka 1	°C				2,2	2,6
	Pinch točka 2	°C				8,6	1,1
	Pinch točka 3	°C				2,0	4,9
	maseni protok pare	kg/s				2,2	3,0
	Električna snaga	kW				1639,2	2216,1
	Snaga pumpe	kW				1,1	1,6
	Vlažnost pare na izlazu iz turbine	%				8,0	10,0
NT	Tlak	bar			3,0	5,0	1,2
	Temperatura napojne vode	°C			25,0	25,1	25,0
	Temperatura isparavanja	°C			133,5	152,1	104,8
	Temperatura svježe pare	°C			331,0	152,7	322,7
	Pinch točka 1	°C			1,7	0,7	2,8
	Pinch točka 2	°C			1,8		8,7
	Pinch točka 3	°C					7,8
	maseni protok pare	kg/s			2,7	3,4	0,9
	Električna snaga	kW			1943,1	2165,8	545,8
	Snaga pumpe	kW			1,0	2,0	0,1
	Vlažnost pare na izlazu iz turbine	%			5,8	18,7	1,5

### 5-3. Površine izmjenjivačkih površina u eksergoekonomskoj optimizaciji

			1K	1K_MP	2K	2K_MP	3K	3K_MP
VT	Ekonomajzer	m <sup>2</sup>	47528	36710	14010	10448	14097	8058
					26126	6979	3963	4847
					13067	15949	16918	7683
							12288	20268
	Isparivač	m <sup>2</sup>	6350	3619	5102	0	5051	0
	Pregrijač	m <sup>2</sup>	4019	2618	5073	6361	5020	7206
MP	Međupregrijač	m <sup>2</sup>		1297		12951		7757
				34		22		898
ST	Ekonomajzer	m <sup>2</sup>					1883	2167
							652	2227
	Isparivač	m <sup>2</sup>					4355	9717
	Pregrijač	m <sup>2</sup>					1066	871
NT	Ekonomajzer	m <sup>2</sup>			2838	4457	730	318
	Isparivač	m <sup>2</sup>			5727	10295	4952	2841
	Pregrijač	m <sup>2</sup>			922	14	285	98
					2			
Ukupna izmjenjivačka površina			57897	44278	72867	67476	71260	74956

#### 5.3.7 Optimalne konfiguracije generatora pare na otpadnu toplinu

Kako je iz rezultata eksergoekonomske i termodinamičke optimizacije vidljivo, s ovako zadanim temperaturama medija, uvođenjem dodatnih krugova pare raste termodinamički stupanj iskoristivosti postrojenja. S ekonomske strane ne postoji prepreka za uvođenje dodatnih krugova pare što se vidi u visokoj korelaciji između termodinamičkog stupnja iskoristivosti i ukupnog troška  $C_{uk}$ . Postrojenja s međupregrijanjem su i termodinamički i termoekonomske uvijek povoljnija od postrojenja bez međupregrijanja. Tako je postrojenje s tri kruga pare bez međupregrijanja čak lošije od postrojenja s dva kruga pare s međupregrijanjem i u termodinamičkoj i u termoekonomske optimizaciji. Optimalno postrojenje je dakle postrojenje s tri kruga pare i međupregrijanjem. U takvom postrojenju načelno postoje tri pinch točke unutar generatora pare:

1. na poziciji vrele kapljevine niskotlačne pare,
2. na poziciji vrele kapljevine srednjetačne pare i
3. unutar posljednjeg ekonomajzera visokotlačne pare.

Identična situacija s pinch točkama je i kod tri kruga pare bez međupregrijanja. U stvarnosti i u literaturi najčešće se povećanje tlaka vode odvija postupno. Prvo se cjelokupni protok vode tlači do tlaka niskotlačne pare i kao takav grije u ekonomajzeru koji se naziva ekonomajzer niskotlačne pare iako se u njemu nalazi i voda za srednjetačni i visokotlačni krug pare. Kada temperatura vode dosegne approach točku kruga niskotlačne pare, odvaja se voda za srednji i visoki tlak te se tlači na tlak srednjetačne pare. Na mjestu approach točke srednjega tlaka odvaja se voda za visokotlačnu paru i tlači na visoki tlak. Voda koja je ostala na nižim tlakovima ide u isparivače niskog i srednjeg tlaka. U ovom radu svaki krug pare se odjednom tlači do željenog tlaka i svi krugovi pare se promatraju odvojeno. Na taj način je omogućen proizvoljan raspored izmjenjivačkih površina u području niskih temperatura dimnog plina. Rezultati svih optimizacija su pokazali kako je ipak u području niže od prve pinch točke optimalan paralelan raspored izmjenjivačkih površina svih krugova pare. To je s termodinamičke strane gotovo identično prethodno opisanom postupku postupnog tlačenja vode. Razlika je minimalna jedino u entalpijama vode na različitim tlakovima. S ekonomske strane je velika razlika u načinu modeliranja. Odabrani način će rezultirati konačno većom cijenom izmjenjivačkih površina od one koja bi se mogla dobiti postupnim tlačenjem vode, zbog razlike u cijeni ekonomajzera s obzirom na promjenu tlaka. U rezultatima, što se može vidjeti u Tablici 5-2, primjećuje se kako pinch točke pojedinih tlakova nisu jednake. S obzirom na veću specifičnu cijenu izmjenjivačkih površina na višim tlakovima, najmanje pinch točke nalaze se na srednjem i niskom tlaku pare, a visoki tlak uvijek ima najveće pinch točke. Kada se gleda unutar pojedinih krugova pare, najmanje pinch točke nalaze se upravo na mjestu prve pinch točke što je posebno izraženo u slučaju visokog tlaka. Druga i treća pinch točka su načelno veće od prve pinch točke. Povećana druga i treća pinch točka u odnosu na prvu omogućuju manje izmjenjivačke površine pripadajućih izmjenjivača, bez da se utječe na protok pare, ali je pri tom nužno da prva pinch točka bude minimalna jer je posljednja u nizu s obzirom na prolaz dimnog plina. Iako je zbog male prve pinch točke visokog tlaka cijena prvog ekonomajzera visokog tlaka visoka, svejedno je takva situacija eksergoekonomski opravdana zbog minimiziranja gubitaka osjetne topline dimnog plina odnosno zbog postizanja što većeg protoka pare.

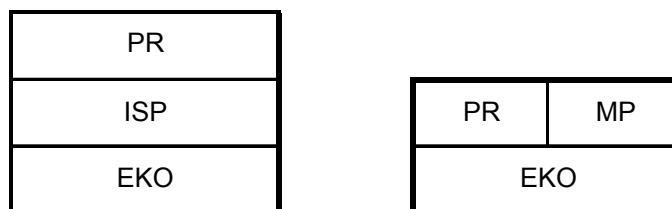
U području isparivača, u literaturi nema paralelnog smještaja izmjenjivačkih površina. S termodinamičkog stajališta dopušteno je staviti paralelne izmjenjivače u području isparivača. Međutim, s ekonomske strane bolje je ostaviti isparivače samostalno bez drugih isparivača. Tako je u području između prvih i drugih pinch točaka, gdje se nalazi isparivač niskog kruga pare, bolje prebaciti druge ekonomajzere srednjeg i visokog tlaka u paralelan položaj s pregrijačem niskotlačne pare. Također je između drugih i trećih pinch točaka, gdje je smješten isparivač srednjeg tlaka, bolje ekonomajzer visokog tlaka i pregrijač niskog tlaka, ako postoji, staviti u paralelan položaj s pregrijačem srednjeg tlaka nego li ih staviti u paralelan položaj s isparivačem. Budući da su drugi i treći krug pare nužno na niskim tlakovima kako bi imali niske temperature isparavanja, neizbježna je izmjena topline pri konstantnoj temperaturi u području njihovih isparivača. Stoga je logično iskoristiti takvu situaciju i odmaknuti krivulje temperatura ostalih izmjenjivača između dotičnih dviju pinch točaka što dalje od krivulje dimnih plinova, kao što se odmiče krivulja temperature isparivača. Dakako ako se time ne utječe na pinch točke. Veća razlika u temperaturama između dimnog plina i vode će rezultirati većom srednjom logaritamskom razlikom temperatura te će na taj način površina izmjenjivača biti manja, a time i manja cijena izmjenjivača. Ova povoljna mogućnost smanjivanja površina tih izmjenjivača posljedica je u biti nepoželjne izmjene topline pri konstantnoj temperaturi u isparivačima drugog i trećeg kruga pare.

S eksergoekonomskog stajališta, može se zaključiti kako je paralelan položaj izmjenjivača različitih krugova pare gotovo uvijek poželjan, osim u području isparivača koji su na potkritičnim tlakovima. Isparivači u natkritičnom području ionako ne postoje zbog ne postojanja latentne topline isparavanja.

Sljedeći aspekt u mogućim konfiguracijama generatora pare čini temperatura pregrijanja drugog i trećeg kruga pare. U literaturi i u stvarnim postrojenjima ta temperatura se uglavnom određuje na način da pregrijanje niskotlačne pare ide to točke gdje izobara niskotlačne pare presijeca krivulju ekspanzije u T-s dijagramu. U takvoj situaciji se podrazumijeva jedna parna turbina u koju se uvodi para pri nižim tlakovima. Bilo kakvo odstupanje od gore opisanog načina pregrijavanja dovodi do termodinamičkog gubitka jer bi došlo do miješanja visokotlačne i srednjotlačne pare s niskotlačnom pri čemu bi im bile različite temperature. Drugi način modeliranja je

pretpostavka da svaki krug pare ima svoju turbinu. Tada pregrijanje srednjeg i niskog tlaka pare nije vezano za ekspanziju srednje i visokotlačne pare te omogućuje veću slobodu u traženju ukupno optimalnog rješenja. Matematički model u ovom radu omogućuje i pregrijavanje preko granice postojećih pinch točaka. Kod postrojenja s tri kruga pare s međupregrijanjem pokazuje se kako je eksergoekonomski i termodinamički optimalno pregrijavanje samo unutar postojeće dvije pinch točke tako da se to rješenje poklapa s Bassilyevim pretpostavkama [19]. Međutim, kod postrojenja s dva i tri kruga pare bez međupregrijanja pokazuje se kako i kod termodinamičke i kod eksergoekonomske optimizacije optimalno rješenje sadrži pregrijanje niskotlačne pare preko granice pinch točaka između kojih se odvija isparavanje niskotlačne pare. Doduše, ne radi se o velikom utjecaju na termodinamički stupanj djelovanja postrojenja. U svim drugim postrojenjima nije bilo potrebe za prelaskom zadanih pinch točaka pri pregrijavanju niskog tlaka.

Iz rezultata optimiranja i prethodno rečenog, mogu se odrediti eksergoekonomski optimalne konfiguracije generatora pare na otpadnu toplinu sa stanovišta stacionarnog režima rada pri punom opterećenju za postrojenja s jednim krugom pare bez međupregrijanja i s međupregrijanjem što je prikazano na Slici 5.38, za postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja i s međupregrijanjem što je prikazano na Slici 5.39 i za postrojenja s tri kruga pare bez međupregrijanja i s međupregrijanjem što je prikazano na Slici 5.40. Na tim slikama se podrazumijeva postupno tlačenje pare kako je prethodno opisano.



***5.38. Eksergoekonomski optimalna konfiguracija generatora pare na otpadnu toplinu s jednim krugom pare bez međupregrijanja i s međupregrijanjem***

PR NT	PR VT
ISP VT	
EKO VT	
PR NT	EKO VT
ISP NT	
EKO NT	

MP	PR VT
MP	EKO VT
EKO VT	
ISP NT	
EKO NT	

**5.39. Eksergoekonomski optimalna konfiguracija generatora pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare bez međupregrijanja i s međupregrijanjem**

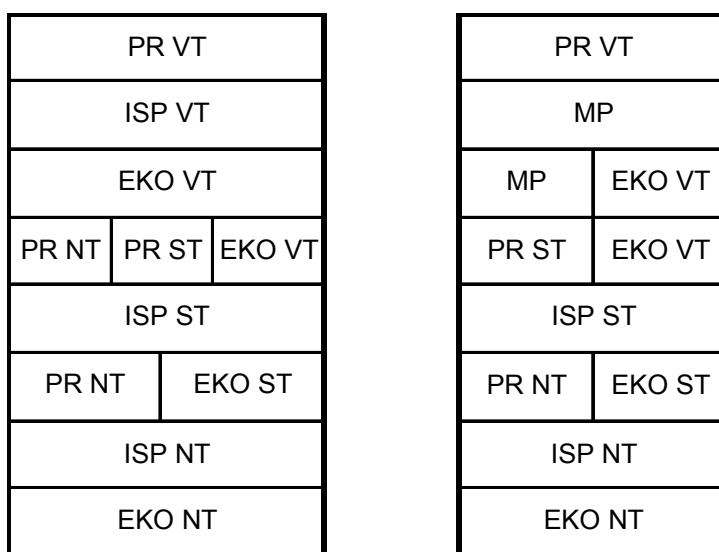
Postrojenje s jednim krugom pare bez međupregrijanja nema mogućnost bilo kakvih izmjena konfiguracije. Postrojenje s jednim krugom pare i međupregrijanjem je prikazano za slučaj povećane ulazne temperature dimnog plina od 800 °C. U suprotnom, ako bi ulazna temperatura dimnog plina bila 600 °C, kao i u ostalim slučajevima, ne bi imalo smisla postavljati međupregrijač, kako je već u prethodnim poglavljima opisano. U takvom slučaju, optimalna konfiguracija ima paralelni smještaj pregrijača i međupregrijača te nema isparivač zbog natkritičnog tlaka. Ovakvo postrojenje s povećanom ulaznom temperaturom dimnog plina u generator pare ima značajno veći termodinamički stupanj djelovanja u odnosu na sva druga postrojenja zbog mogućnosti hlađenja dimnog plina do ulazne temperature vode u generator pare i zbog samo jednog kruga pare s visokim termodinamičkim stupnjem djelovanja ciklusa. U slučaju raspoloživosti takve otpadne topline s dovoljnom razlikom između ulazne temperature dimnog plina u generator pare i najveće izlazne temperature pare iz generatora pare, postrojenje s jednim krugom pare i međupregrijanjem bilo bi najbolje od svih ovdje promatranih, kako zbog najvećeg stupnja termodinamičke iskoristivosti, tako i zbog jednostavnosti postrojenja.

Postrojenje s dva kruga pare bez međupregrijanja ima paralelne izmjenjivače u području niskotlačnog pregrijača i visokotlačnog ekonomajzera te u području niskotlačnog i visokotlačnog pregrijača. Situacija u kojoj su ekonomajzeri



visokotlačne pare razdvojeni na dva izmjenjivača, jedan u paralelnom smještaju s niskotlačnim pregrijačem, a drugi samostalan, posljedica je optimalne temperature pregrijanja niskotlačne pare koja je niža od temperature isparavanja visokotlačne pare. Takva konfiguracija se može poopćiti i nalazi se i kod postrojenja s tri kruga pare bez međupregrijanja dok kod postrojenja s međupregrijanjem takva situacija ne postoji zbog paralelnog smještaja međupregrijača s drugim od ta dva ekonomajzera visokotlačne pare. Takvo rješenje se nalazi i u [15], ali kod ekonomajzera pare srednjeg tlaka postrojenja s tri kruga pare s međupregrijanjem.

Postrojenje s dva kruga pare s međupregrijanjem ima paralelan smještaj međupregrijača i ekonomajzera visokotlačne pare te međupregrijača i pregrijača visokotlačne pare. Budući da se radi o natkritičnom tlaku visokotlačne pare, ne postoji isparivač visokog tlaka. Također ne postoji pregrijač niskotlačne pare jer je optimalno izlazno stanje niskotlačne pare suhozasićena para.



#### 5.40. Eksergoekonomski optimalna konfiguracija generatora pare na otpadnu toplinu s tri kruga pare bez međupregrijanja i s međupregrijanjem

Postrojenje s tri kruga pare bez međupregrijanja ima paralelan smještaj pregrijača niskotlačne pare i ekonomajzera srednjetačne pare te paralelni smještaj pregrijača niskotlačne pare, pregrijača srednjetačne pare i ekonomajzera visokotlačne pare.

Postrojenje s tri kruga pare s međupregrijanjem sadrži pregrijač niskotlačne pare i ekonomajzer srednjetačne pare u paralelnom smještaju, identično kao i postrojenje s tri kruga pare bez međupregrijanja. Uz te, sadrži i pregrijač srednjetačne pare i

ekonomajzer visokotlačne pare te međupregrijač i ekonomajzer visokotlačne pare u paralelnom položaju. Jedan međupregrijač je smješten paralelno s visokotlačnim ekonomajzerom, a drugi je samostalan. Izmijenjena topline u drugom međupregrijaču je značajno manja u odnosu na prvi, ali njegovo postojanje omogućuje veću srednju temperaturnu razliku prvog međupregrijača te time i njegovu manju površinu. Situacija je donekle slična izmjeni topline pri konstantnoj temperaturi kod nisko i srednjetlačnih isparivača s tom razlikom da se ovdje radi o postupnom povećanju specifičnog toplinskog kapaciteta u ekonomajzeru visokotlačne pare što odmiče temperaturnu krivulju visokotlačne pare od krivulje dimnih plinova. Moglo bi se pomisliti kako bi optimalno rješenje u ovom slučaju bilo izbjegavanje paralelnog položaja ekonomajzera visokotlačne pare i prvog međupregrijača te da postoji samo jedan međupregrijač nakon visokotlačnog ekonomajzera, ali u tom slučaju bi se smanjila srednja temperaturna razlika visokotlačnog ekonomajzera te na taj način povećala njegova površina što je skupo s obzirom na visoku specifičnu cijenu izmjenjivača visokog tlaka. Situacija je bitno različita u odnosu na isparivače jer su tamo temperature krivulje pravci, a ovdje je temperaturna krivulja konveksna krivulja te samostalan položaj visokotlačnog ekonomajzera ne bi samo smanjio srednju temperaturnu razliku zbog manje razlike temperatura između medija na izlazu vode iz izmjenjivača, nego i zbog smanjivanja pinch točke koja se nalazi unutar izmjenjivača, a ne na kraju izmjenjivača kao kod slučaja s isparivačima. Može se reći kako je ovakvo rješenje kompromis između većih troškova visokotlačnog ekonomajzera i ukupnog troška međupregrijača. Zbog nepostojanja pinch točke unutar izmjenjivača nego na njegovom kraju, kod slučaja s isparivačima je utjecaj povećanja troška površine isparivača zbog njegovog samostalnog smještaja bio zanemariv u odnosu na uštedu u trošku srednjetlačnog odnosno visokotlačnog ekonomajzera.

U slučaju termodinamičke optimizacije, sve konfiguracije su identične onima u eksergoekonomskoj optimizaciji osim u slučaju postrojenja s tri kruga pare bez međupregrijanja i s međupregrijanjem koji su prikazani na Slici 5.41.

PR NT	PR ST	PR VT
ISP VT		
EKO VT		
PR NT	PR ST	EKO VT
ISP ST		
PR NT	EKO ST	
ISP NT		
EKO NT		

MP	PR VT
MP	EKO VT
PR ST	EKO VT
ISP ST	
PR NT	EKO ST
ISP NT	
EKO NT	

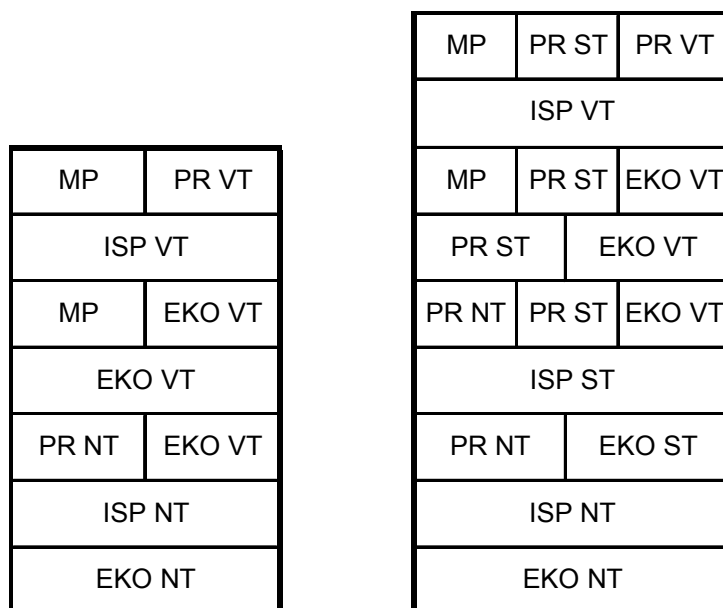
#### 5.41. Termodinamički optimalna konfiguracija generatora pare na otpadnu toplinu s tri kruga pare bez međupregrijanja i s međupregrijanjem

Razlika u odnosu na eksergoekonomsku optimizaciju je u tome što kod termodinamičke optimizacije postrojenja bez međupregrijanja pregrijači niskog i srednjeg tlaka prelaze i preko treće pinch točke koja se nalazi u ekonomajzeru visokog tlaka te se nalaze u paralelnom položaju s pregrijačem visokog tlaka. Kod postrojenja s međupregrijanjem razlika je u tome što se drugi međupregrijač ne nalazi samostalno nego zbog iste temperature međupregrijanja i temperature svježije pare se nalazi u paralelnom smještaju s visokotlačnim pregrijačem.

#### 5.3.8 Usporedba konfiguracija generatora pare

Cacarosa i ostali u [16] određivali su optimalne radne parametre generatora pare na otpadnu toplinu s dva i s tri kruga pare s međupregrijanjem. Na Slici 5.42 je shematski prikaz konfiguracije tih generatora pare. Konfiguracije tih generatora pare se nisu određivale proračunom, nego su zadane unaprijed, a određivali su se samo optimalni radni parametri: tlakovi, izlazne temperature pare i maseni protoci pare. Autori su proveli termodinamičku i termoeekonomsku optimizaciju postrojenja s takvom konfiguracijom generatora pare. Napravili su analizu osjetljivosti radnih

parametara s obzirom na ulaznu temperaturu dimnog plina u generator pare u rasponu od 427 – 550 °C.



#### 5.42. Termoekonomske optimalne konfiguracije generatora pare na otpadnu toplinu s dva i tri kruga pare s međupregrijanjem prema [16]

Autori su pretpostavili postupno tlačenje vode na pojedine tlakove i jednu turbinu u koju se uvodi srednjetačna i niskotlačna para. Srednjetačna para se miješa s izlaznom parom iz turbine visokog tlaka i zajedno se pregrijavaju u međupregrijačima. Na gornjoj slici ti tokovi su prikazani odvojeno radi bolje usporedbe s ovdje prikazanim rezultatima. Razlika u niskotlačnoj pari u odnosu na konfiguraciju prikazanu na Slici 5.41 je u tome što se ovdje niskotlačna para pregrijava preko temperature isparavanja srednjetačne pare odnosno pregrijanje prelazi sljedeću pinch točku. Također, srednjetačna para se pregrijava do temperature svježije pare visokog tlaka, zajedno s parom iz međupregrijanja, čime i to pregrijanje prelazi sljedeću pinch točku. Tlakovi visokotlačne pare su bliski kritičnom tlaku za temperaturu od 550 °C dok za niže temperature dimnog plina, tlakovi su niži.

Franco i Giannini u [15] razvili su generalnu metodu za određivanje konfiguracije generatora pare na otpadnu toplinu. Prema njihovim istraživanjima, optimalna konfiguracija generatora pare na otpadnu toplinu s tri kruga pare i međupregrijanjem je prikazana na Slici 5.43. Njihovo stajalište je kako postoji prevelik broj varijabli za

određivanje optimalnog kombiniranog ciklusa. Zbog toga su oni proces optimiranja kombiniranog ciklusa podijelili u tri razine s pretpostavkom da takav pristup nije daleko od optimuma cjeline. Prvi stupanj optimiranja se odnosi na grubo optimiranje cijelog kombiniranog ciklusa rezultat čega je raspodjela mehaničkih snaga na plinskoj i parnoj turbini te izlazna temperatura dimnog plina iz plinske turbine. U drugom stupnju optimiranja, optimira se parnoturbinski ciklus rezultat čega je konfiguracija generatora pare na otpadnu toplinu i njegovi radni parametri. U trećem stupnju optimizacije optimira se geometrija svakog od izmjenjivača unutar generatora pare na otpadnu toplinu. Drugi stupanj optimizacije je područje koje se razmatra u ovom radu. Metoda koju su koristili u postupku optimiranja je metoda penalizacije. Nije objašnjen princip samog matematičkog modela za određivanje konfiguracije generatora pare na otpadnu toplinu tako da se sumnja da je razmještaj izmjenjivačkih površina odabiran intuitivno.

MP	PR ST	PR VT
ISP VT		
MP	PR ST	EKO VT
PR ST		EKO VT
ISP ST		
EKO ST		
PR NT		EKO ST
ISP NT		
EKO NT		

***5.43. Termoekonomska optimalna konfiguracija generatora pare na otpadnu toplinu s tri kruga pare s međupregrijanjem prema [15]***

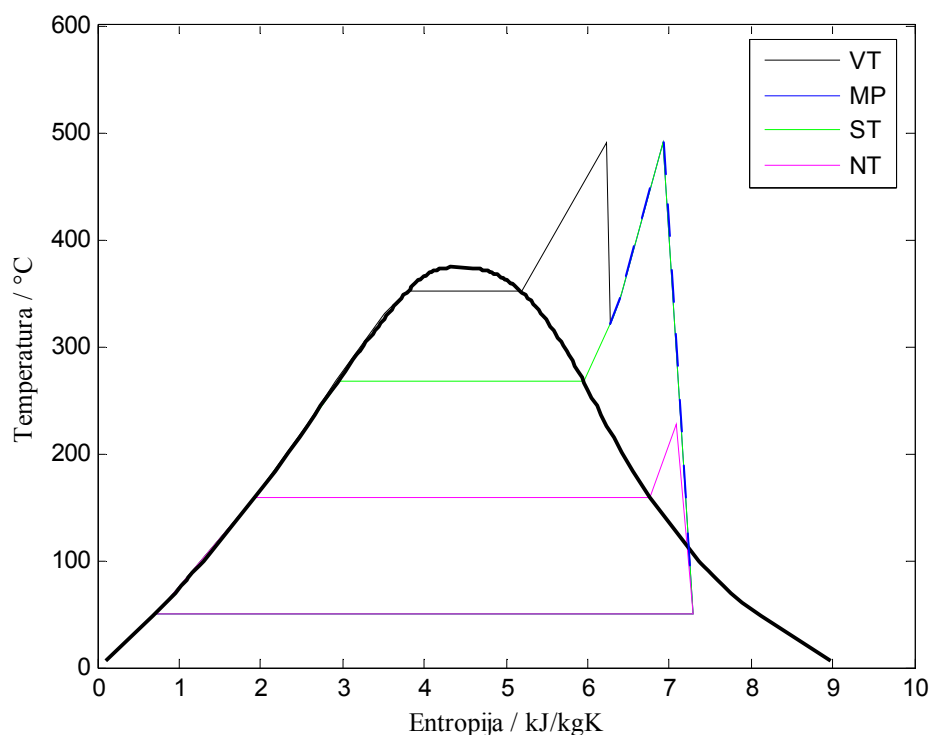
MP	PR NT	PR VT	
MP			
MP	PR NT	PR ST	EKO VT
MP	PR NT	PR ST	EKO VT
ISP ST			
PR NT		EKO ST	
ISP NT			
EKO NT			

#### 5.44. Poboljšana termoekonomska optimalna konfiguracija generatora pare

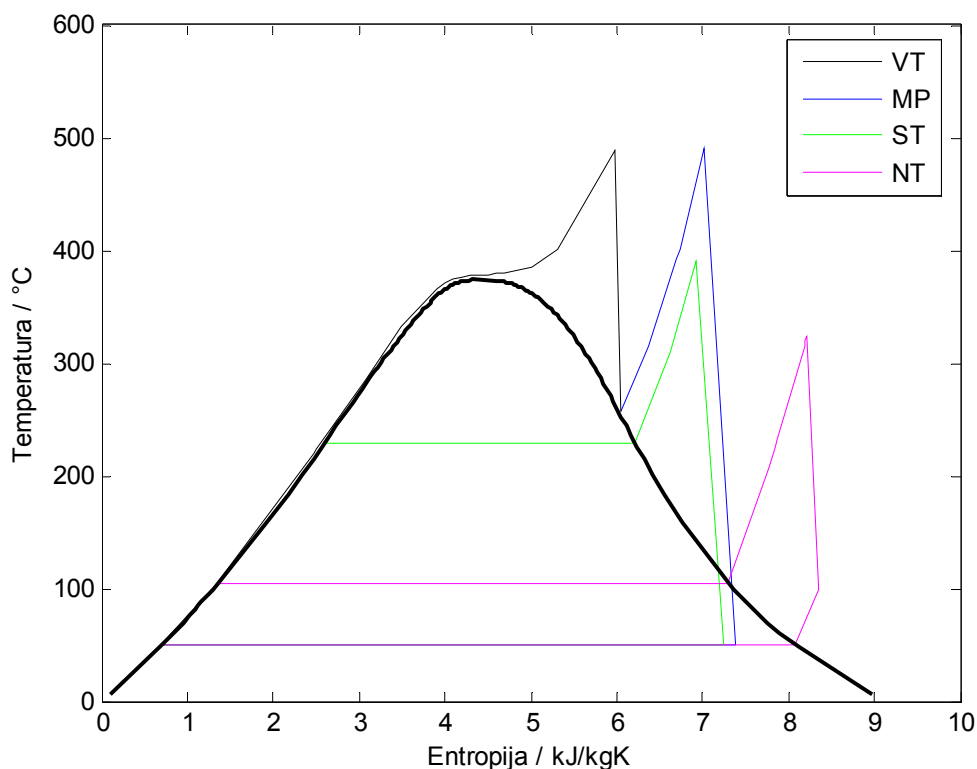
Drugi stupanj optimizacije kombiniranog ciklusa su primijenili na jednom postojećem generatoru pare s dva kruga pare bez međupregrijanja. Rezultati tog stupnja optimizacije pokazuju da je eksergoekonomski optimalno postrojenje s tri kruga pare i međupregrijanjem kakvo je prikazano na Slici 5.43. Kako bi se vidjelo postoji li bolje rješenje od prikazanog na toj slici, rezultati njihovog proračuna su postavljeni za početne uvjete u genetskim algoritmima. Rezultati takvog postupka su pokazali da postoji rješenje koje ima još niže eksergoekonomske gubitke. Poboljšanje je postignuto na termodinamičkoj strani tako da poboljšano postrojenje ima termodinamički stupanj djelovanja 26,7 % za razliku od početnog postrojenja koje ima stupanj djelovanja od 26.03 %. Termodinamički boljici nisu postignuti smanjivanjem pinch točke, jer je ona fiksno zadana s 10 °C, nego drukčijim radnim parametrima i promijenjenom konfiguracijom generatora pare. Konfiguracija poboljšanog generatora pare je prikazana na Slici 5.44, a u Tablici 5-4. su prikazani usporedni rezultati radnih parametara i ulaznih podataka za oba postrojenja. Za razliku od ulaznih podataka u prethodnim poglavljima, ovdje je ulazna temperatura dimnog plina niža i iznosi 510 °C dok je temperatura kondenzacije povišena i iznosi 50 °C. Zbog takvih generalno lošijih uvjeta za termodinamički proces, lošiji je i termodinamički stupanj djelovanja postrojenja u odnosu na rezultate iz poglavlja s termoekonomskom optimizacijom. S obzirom na visoko zadanu pinch točku, u odnosu na zadani model cijena, pareto fronta je ostala relativno slabo zakrivljena što je vidljivo iz Slike 5.49.

#### 5-4. Usporedni podaci za originalno i poboljšano eksergoekonomski optimirano postrojenje

			Originalno	Poboljšano	
Temperatura dimnog plina na ulazu u kotao			°C	505	505
Temperatura dimnog plina na izlazu iz kotla			°C	122	89
Maseni protok dimnih plinova			kg/s	445,4	445,4
Temperatura kondenzacije			°C	50	50
Termodinamički stupanj djelovanja				26,029	26,706
$C_{l\_bezd}$				0,33999	0,32282
$C_{p\_bezd}$				0,0091673	0,018472
$C_{uk\_bezd}$				0,34916	0,34129
Snaga na turbinama			kW	64162	66164
Snaga pumpi			kW	713,81	1065,3
Tlakovi pare	VT	bar	169	233,18	
	MP		53	43,43	
	ST		53	27,75	
	NT		6	1,2	
maseni protoci pare	VT	kg/s	30,38	37,27	
	MP		30,38	37,27	
	ST		15,29	10,54	
	NT		13,58	13,65	
Temperature vode / pare	napojna voda	°C	57	57	
	VT para		495	489	
	MP para		495	490	



5.45. T-s dijagram termoeekonomski optimalnog postrojenja prema [15]

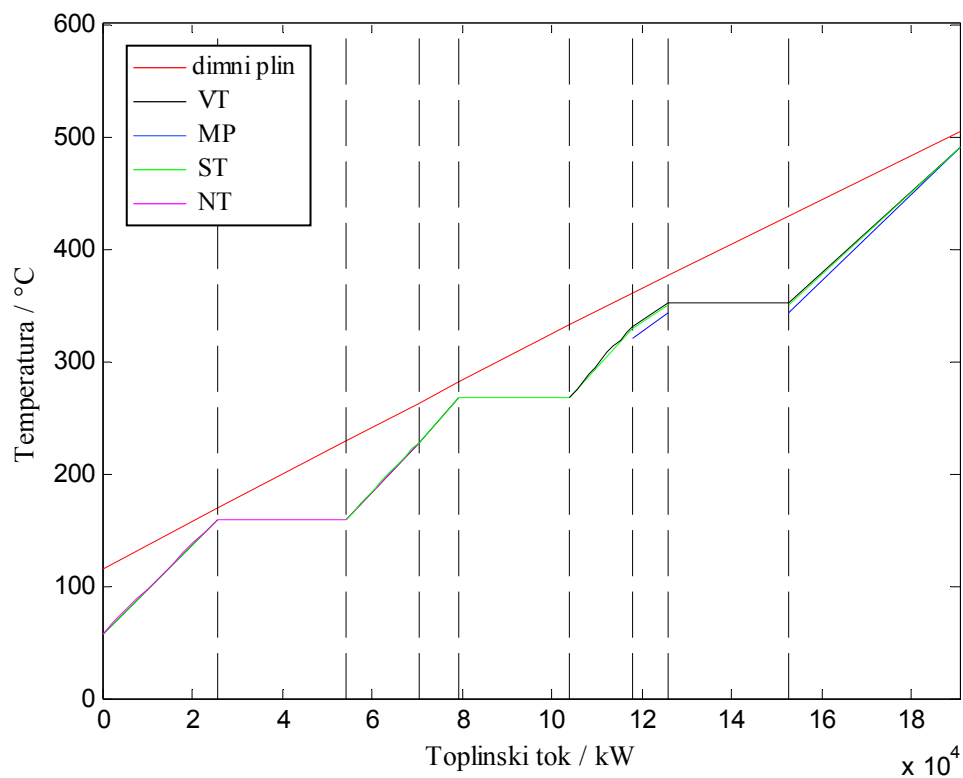


**5.46. T-s dijagram termoekonomske poboljšano postrojenja**

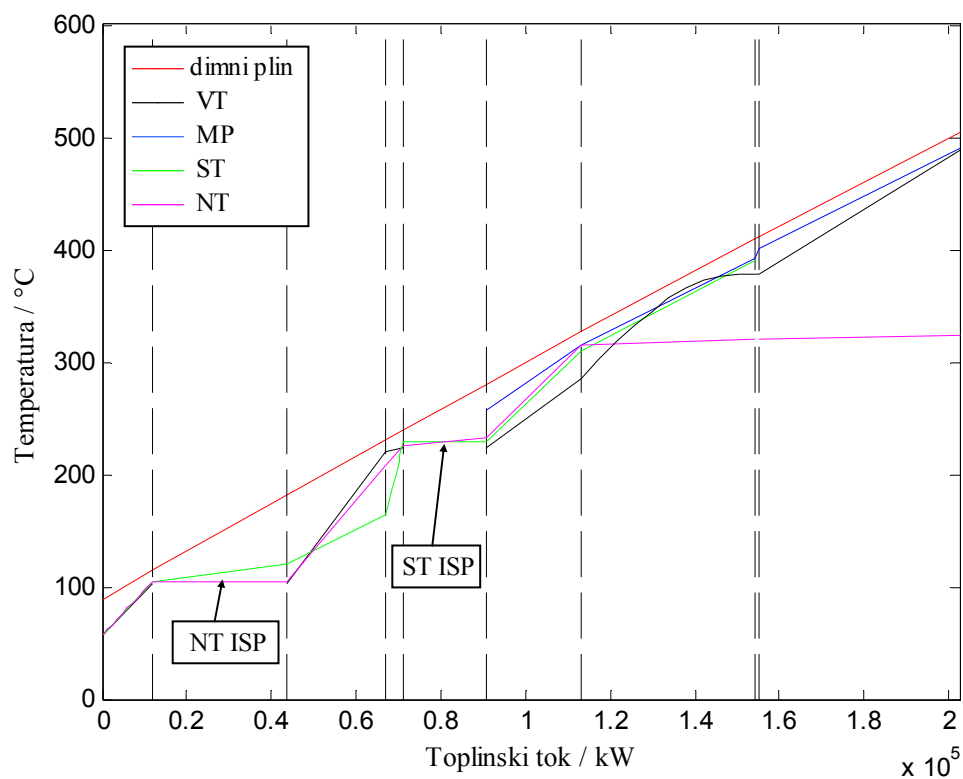
Iz T-s dijagrama originalnog i poboljšano postrojenja prikazanih na Slikama 5.45 i 5.46 vidi se kako su autori uveli ekspanziju u samo jednoj turbini. Iz rezultata poboljšano postrojenja, vidi se kako je termodinamički opravdano uvesti posebne turbine za svaki krug pare. Također, primjećuje se težnja da se razdvoji tlak međupregrijanja od tlaka srednjetačne pare. Zbog povećano tlaka kondenzacije, u niskotlačnoj turbini para ne može doći niti do točke zasićenja.

Na Slikama 5.47 i 5.48 prikazani su T-Q dijagrami originalnog i poboljšano postrojenja. Primjećuje se kako je ukupno izmijenjen toplinski tok veći u poboljšano postrojenju, tako da je u njemu niža izlazna temperatura dimnog plina iz generatora pare od one u originalnom postrojenju.

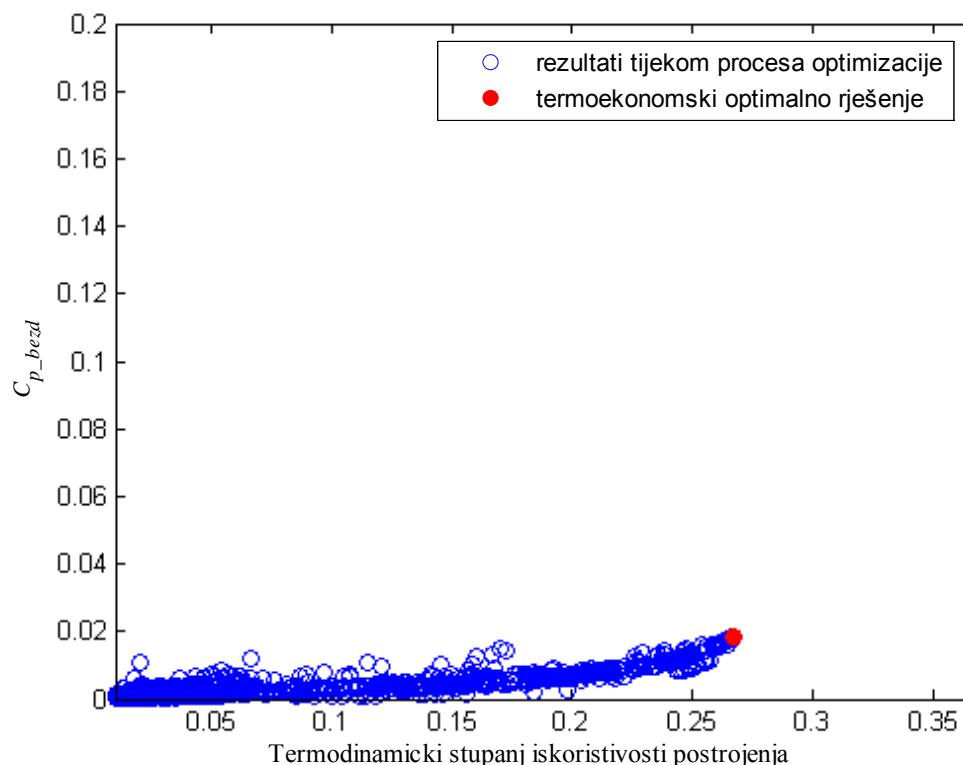




5.47. *T-Q* dijagram termoekonomske optimalnog postrojenja prema [15]



5.48. *T-Q* dijagram termoekonomske poboljšanog postrojenja

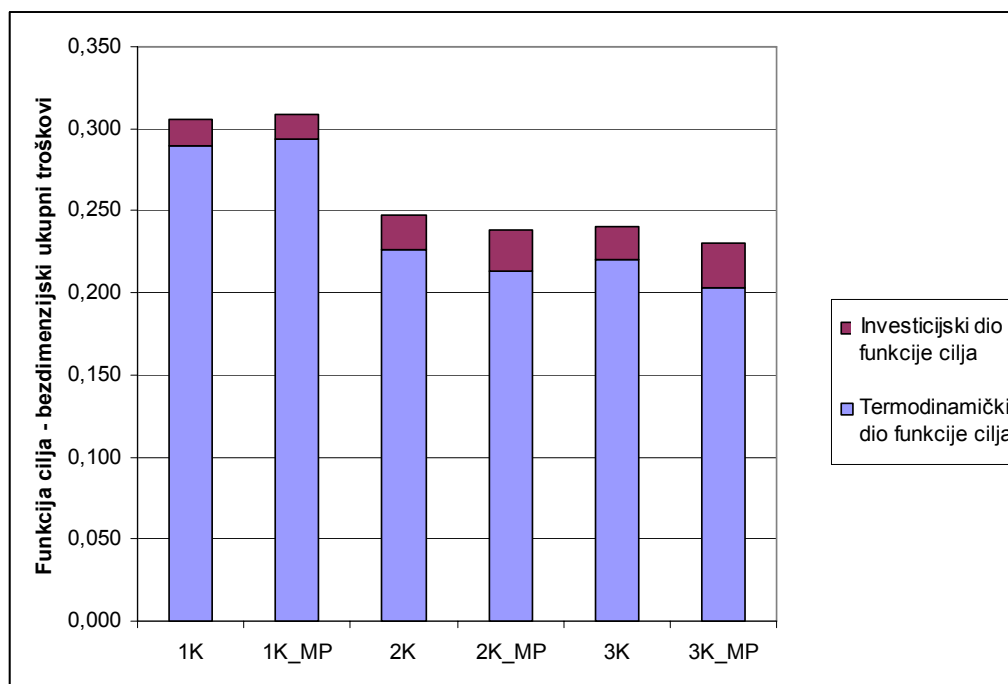


**5.49. Pareto dijagram termoeekonomski poboljšanog postrojenja**

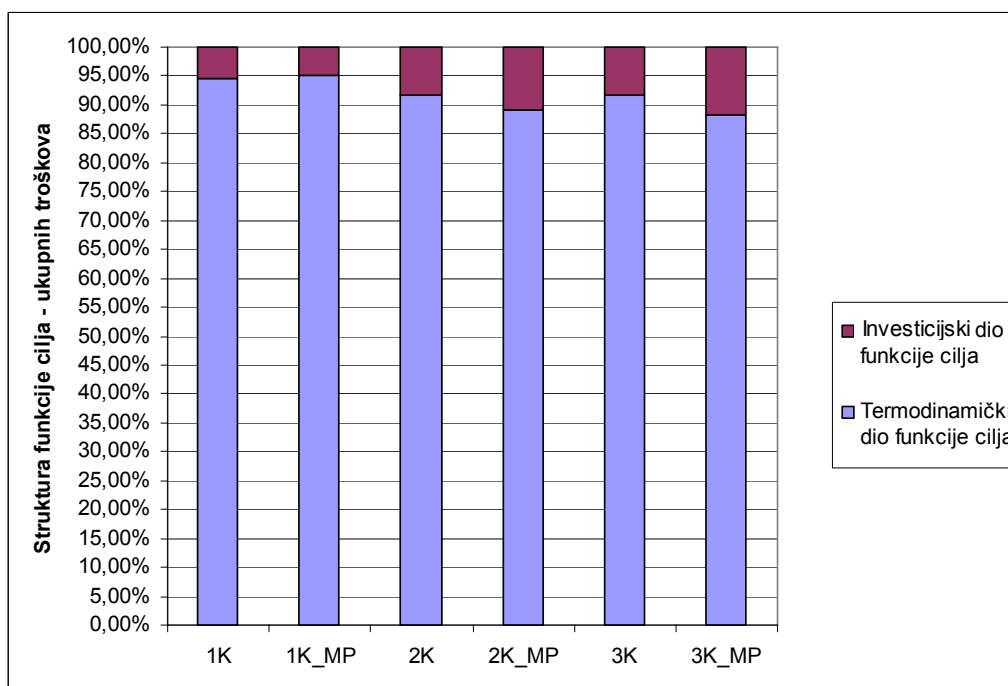
### 5.3.9 Povećanje cijene investicijskog troška

Zbog nepouzdanog određivanja specifičnih cijena izmjenjivačkih površina i zbog njihove podložnosti promjenama na tržištu, napraviti će se analiza osjetljivosti termoekonomski optimalne konfiguracije generatora pare na otpadnu toplotu i njegovih radnih parametara s obzirom na specifičnu cijenu izmjenjivačkih površina. Analiza će se provesti samo za postrojenje s tri kruga pare i međupregrijanjem jer su ta postrojenja termoeekonomski najviše opravdana što je pokazano u termoekonomskoj optimizaciji.

Iz tih rezultata vidljivo je da u strukturi funkcije cilja dominantan udio ima termodinamički dio dok je investicijski dio za red veličine manji od termodinamičkog dijela. Na Slici 5.50 prikazani su apsolutni iznosi funkcije cilja i njezina struktura u termoekonomskoj optimizaciji dok je na Slici 5.51 prikazana struktura s relativnim odnosima njezinih konstituenata.



#### 5.50. Iznos funkcije cilja termoekonomski optimalnih postrojenja



#### 5.51. Struktura funkcije cilja u termoekonomskoj optimizaciji

Promatrajući zasebno postrojenja bez i s međupregrijanjem primjećuje se smanjivanje ukupnog iznosa funkcije cilja s porastom složenosti postrojenja. S porastom složenosti postrojenja zamjetan je blagi porast udjela investicijskog dijela u ukupnom iznosu

funkcije cilja. Objašnjenje se nalazi u činjenici da sa složenošću postrojenja raste i ukupna površina izmjenjivačkih površina u generatoru pare, a vrijednost funkcije cilja pada zbog boljih termodinamičkih procesa u postrojenju.

U slučajevima termoekonomske optimizacije, termodinamički dio funkcije cilja sastojao se od propuštene prilike za proizvodnjom električne energije u odnosu na eksergiju dimnog plina. Takvo razmatranje je točno s termodinamičkog stajališta, ali treba biti svjestan činjenice da ne postoji tehnički izvediv kružni proces s dimnim plinom kao radnom tvari iz kojega je moguće dobiti eksergiju tog plina. Tehnički izvedivi sustavi za iskorištavanje otpadne topline dimnih plinova su zatvoreni kružni procesi s nekom radnom tvari, u ovom slučaju s vodom i njezinom parom. S obzirom na nemogućnost rada parne turbine s većom vlažnošću pare na izlazu iz turbine od 20% i s obzirom na ograničenja u tlaku vodene pare, javljaju se eksergetski gubici od oko 20% u odnosu na ulaznu eksergiju dimnog plina u postrojenje što je pokazano u rezultatima termodinamičke optimizacije postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem. Pod pretpostavkom da je rješenje iz termodinamičke optimizacije najbolje s obzirom na zadane uvjete, može se smatrati da ne postoji postrojenje s tri kruga pare i međupregrijanjem koje bi imalo veći stupanj termodinamičke iskoristivosti od onog iz termodinamičke optimizacije. Dakle, stvarni termodinamički gubici u termoekonomske optimizaciji trebali bi se računati u odnosu na termodinamički optimalno postrojenje. Takvo postrojenje ima nulte pinch točke te stoga i beskonačne izmjenjivačke površine pa mu je i cijena beskonačno velika. Stoga traženje kompromisa između stupnja iskoristivosti postrojenja i njegove cijene treba provesti na gore opisan način. Rezultati termoekonomske optimizacije s promijenjenom funkcijom cilja neće rezultirati promjenama konfiguracije generatora pare ili njegovih radnih parametara, ali će dati stvarni pogled na odnose termodinamičkog i investicijskog dijela u funkciji cilja. Time će se udio termodinamičkog dijela funkcije cilja smanjiti, a investicijski će postati više zastupljen.

U tom slučaju eksergetski gubitak računa se na sljedeći način:

$$I = (P_{t\_max\_3K\_MP} - P_{p\_max\_3K\_MP}) - (P_t - P_p) \quad (1.1.45)$$

gdje je  $P_{t\_max\_3K\_MP}$  snaga dobivena na turbinama u postrojenju s tri kruga pare i međupregrijanjem u termodinamičkoj optimizaciji,  $P_{p\_max\_3K\_MP}$  snaga pumpi u postrojenju s tri kruga pare i međupregrijanjem u termodinamičkoj optimizaciji,  $P_t$  snaga dobivena na turbinama, a  $P_p$  snaga pumpi.

Promjenu specifične cijene izmjenjivačkih površina određivat će faktor  $f_m$  kojim će biti množena ukupna cijena izmjenjivačkih površina. Na taj način će odnosi specifičnih cijena različitih izmjenjivačkih površina ostati isti kao i kod termoekonomske optimizacije. Formula za određivanje ukupnog gubitka sada glasi:

$$C_{uk} = C_I + C_p = c_e \cdot H \cdot D \cdot I + f_m \cdot (\sum (k_{eko} \cdot A_{eko}) + \sum (k_{isp} \cdot A_{isp}) + \sum (k_{pr} \cdot A_{pr}) + \sum (k_{mp} \cdot A_{mp})) \quad (1.1.46)$$

Funkciju cilja činit će bezdimenzijski ukupni gubici koji predstavljaju ukupne gubitke normirane s ukupnom cijenom električne energije proizvedene u životnom vijeku termodinamički optimalnog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem:

$$C_{uk\_bezd} = \frac{C_{uk}}{c_e \cdot H \cdot D \cdot (P_{max\_3K\_MP} - P_{p\_max\_3K\_MP})} \quad (1.1.47)$$

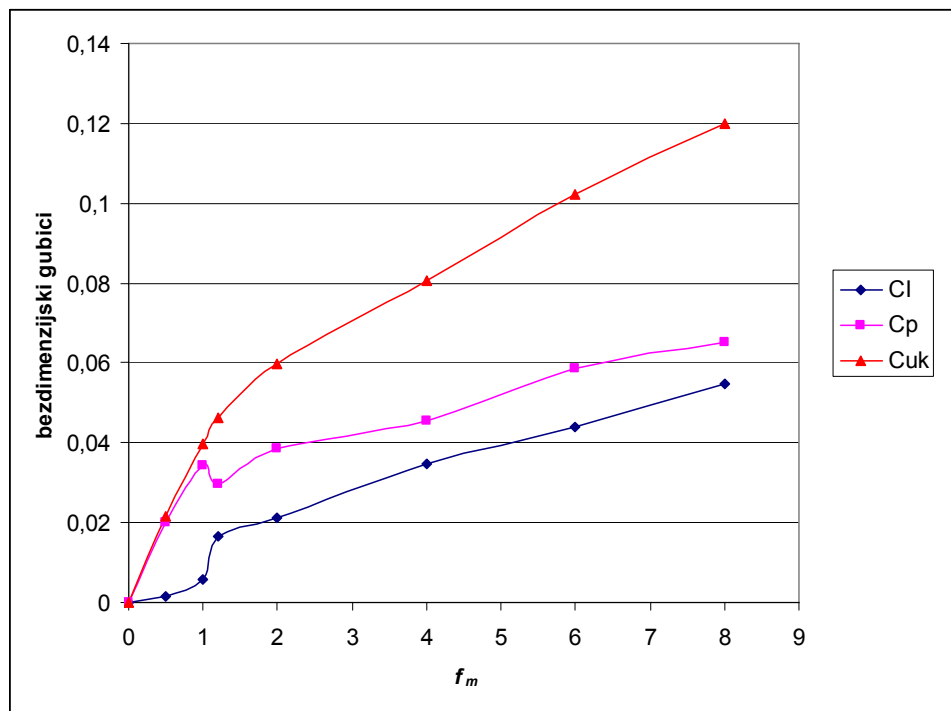
Funkcija cilja ima termodinamički i investicijski dio definiran kao:

$$C_{I\_bezd} = \frac{I}{P_{max\_3K\_MP} - P_{p\_max\_3K\_MP}} \quad (1.1.48)$$

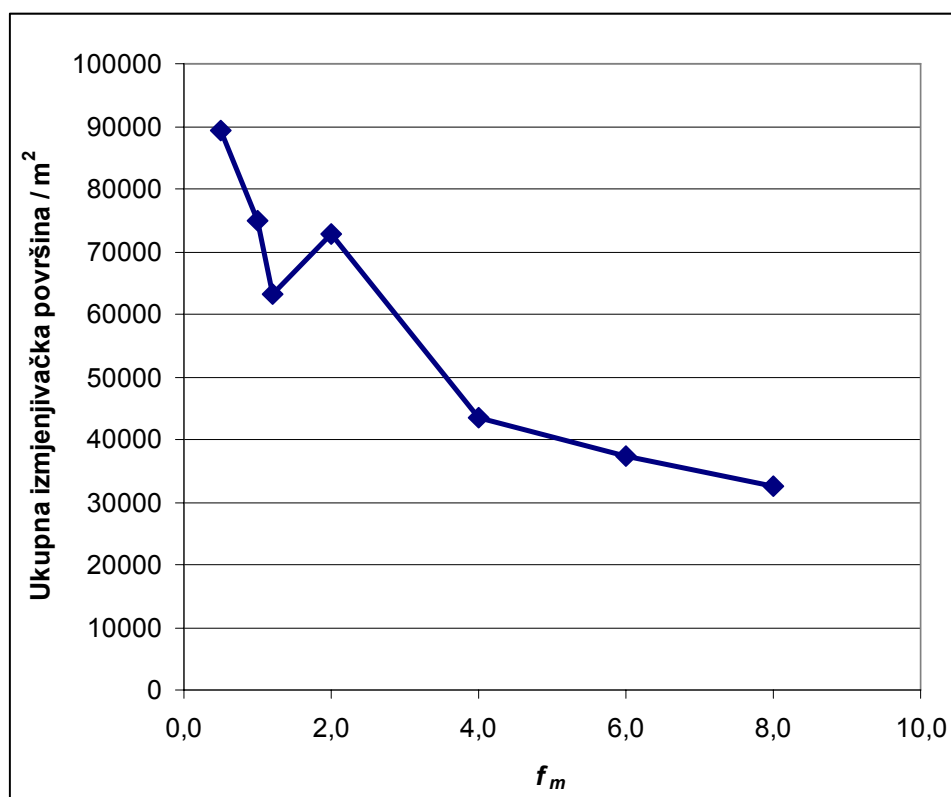
$$C_{p\_bezd} = f_m \cdot \frac{\sum (k_{eko} \cdot A_{eko}) + \sum (k_{isp} \cdot A_{isp}) + \sum (k_{pr} \cdot A_{pr}) + \sum (k_{mp} \cdot A_{mp})}{c_e \cdot H \cdot D \cdot (P_{max\_3K\_MP} - P_{p\_max\_3K\_MP})} \quad (1.1.49)$$

Rezultati analize osjetljivosti provedeni su za vrijednosti  $f_m$  faktora 0.5, 1, 1.2, 2, 4, 6 i 8 te su prikazani u Tablici 5-5 dok su izmjenjivačke površine prikazane u Tablici 5-6. Za vrijednost  $f_m = 1$  rezultati su identični rezultatima eksergoekonomske

optimizacije osim što su  $C_{I\_bezd}$ ,  $C_{p\_bezd}$  i  $C_{uk\_bezd}$  računati na drukčiji način u odnosu na termoekonomsu optimizaciju. Na Slici 5.52 prikazana je ovisnost  $C_{I\_bezd}$ ,  $C_{p\_bezd}$  i  $C_{uk\_bezd}$  u ovisnosti o  $f_m$ . Kao što je i očekivano, ukupni gubici  $C_{uk\_bezd}$  rastu s porastom specifične cijene izmjenjivačkih površina. Oko vrijednosti  $f_m = 1.2$  primjećuje se promjena brzine prirasta  $C_{uk\_bezd}$  s porastom  $f_m$ . Za vrijednosti  $f_m$  manje od 1.2 brzina prirasta je veća, a za vrijednosti  $f_m$  veće od 1.2 ona se smanjuje. Razlog za takvu promjenu brzine prirasta nalazi se u naglom smanjenju tlaka visokotlačne pare koji u području između  $f_m = 1$  i  $f_m = 1.2$  pada s 358 bara na 270.7 bara te stoga uzrokuje nagli pad investicijskog dijela funkcije cilja, ali i nagli rast termodinamičkog dijela funkcije cilja. S porastom  $f_m$  na  $f_m = 2$  investicijski gubici ponovno rastu iako je tlak u toj točki dodatno pao na 163.9 bara. Na porast investicijskih gubitaka osim iznosa tlaka djeluju i iznosi pinch točaka koje su u točki  $f_m = 2$  uz porast specifične cijene izmjenjivačkih površina doprinijele ponovnom porastu investicijskih gubitaka jer su njihovi iznosi smanjeni u odnosu na točku  $f_m = 1.2$ . To je ujedno i jedino smanjenje pinch točaka s povećanjem  $f_m$ . Smanjenje pinch točaka uzrokuje povećanje izmjenjivačkih površina u točki  $f_m = 2$  što je vidljivo iz Slike 5.53. U daljnjem povećanju  $f_m$ , krivulja investicijskih gubitaka ima manju brzinu prirasta te je zato rast ukupnih gubitaka također smanjen s obzirom da termodinamički gubici imaju sličnu brzinu prirasta prije  $f_m = 1$  i nakon  $f_m = 1.2$ . Između tih vrijednosti termodinamički gubici imaju izražen rast što je posljedica velikog pada tlaka koji rezultira lošijim termodinamičkim ciklusom kao i stanovitog povećanja iznosa pinch točaka što smanjuje protok pare. U ovom slučaju porast termodinamičkih gubitaka posljedica je sinergijskog djelovanja mehanizma pada tlaka i mehanizma povećanja pinch točaka, dok u slučaju između  $f_m = 1.2$  i  $f_m = 2$  dolazi do daljnjeg smanjenja tlaka, ali i do smanjivanja iznosa pinch točaka te se njihovo djelovanje na termodinamičku iskoristivost postrojenja međusobno poništava rezultirajući znatno manjim porastom termodinamičkih gubitaka.



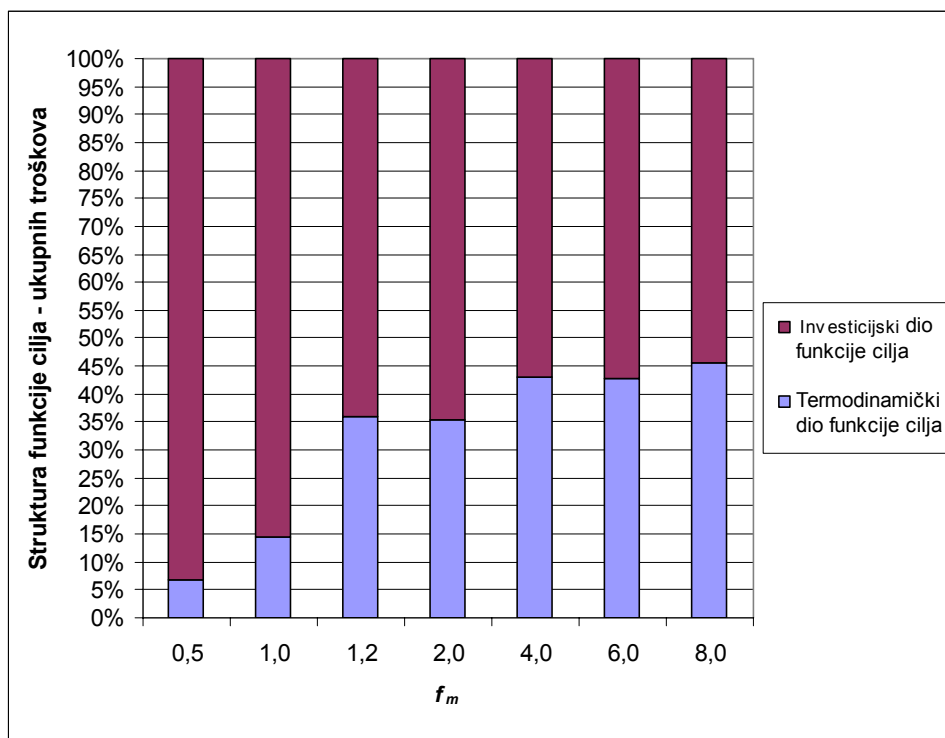
5.52. Ovisnost bezdimenzijskih gubitaka o specifičnoj cijeni izmjenjivačkih površina kod 3K\_MP postrojenja



5.53. Ukupne izmjenjivačke površine u ovisnosti o promjeni  $f_m$  kod 3K\_MP postrojenja

Točka u ishodištu predstavlja termodinamički optimalno postrojenje s tri kruga pare i međupregrijanjem. Iako je stvarna cijena takvog postrojenja beskonačno velika, u ishodištu je specifična cijena izmjenjivačkih površina jednaka nuli pa je zato i investicijski dio funkcije cilja jednak nuli. Termodinamički dio funkcije cilja je također jednak nuli jer su tada eksergetski gubici u skladu s jednačbom (1.1.45) jednaki nuli. Kod termodinamički optimalnog postrojenja tlak visokotlačne pare je natkritičan dok se s porastom specifične cijene izmjenjivačkih površina tlak pare smanjuje te za vrijednosti između  $f_m = 1.2$  i  $f_m = 2$  postaje potkritičan. S daljnjim porastom  $f_m$  tlak visokotlačne pare kontinuirano pada te za  $f_m = 8$  poprima vrijednost od 118.5 bara. Tijekom provođenja postupka optimizacije s vrijednostima većim od  $f_m = 2$  genetski algoritmi više nisu uspijevali smanjiti tlak visokotlačne pare. Kako bi se odredio optimalan tlak visokotlačne pare za vrijednosti veće od  $f_m = 2$  primijenjen je postupak s hibridnom funkcijom. Prvo su genetski algoritmi izvršili optimizaciju, a nakon toga je pozvana gradijentna funkcija ‘fminunc’ kako bi pokušala naći bolje rješenje. U najvećem broju slučajeva ‘fminunc’ nije uspijevala pronaći bolja rješenja te je postupak traženja optimuma nastavljen s manualnim zadavanjem tlaka visokotlačne pare kao početnog uvjeta hibridnoj funkciji. Primijećeno je kako vrijednost tlaka visokotlačne pare ima relativno mali utjecaj na ukupne gubitke za vrijednosti  $f_m = 4$ ,  $f_m = 6$  i  $f_m = 8$ . Zbog toga genetski algoritmi najvjerojatnije i ne mogu promijeniti taj tlak jer je parcijalna derivacija funkcije ukupnih gubitaka po tlaku visokotlačne pare najvjerojatnije pozitivna te članovi s promijenjenim tlakom ne mogu preživjeti u populaciji zbog lošijih rezultata. Ovakvo zadani genetski algoritmi očito imaju prejak izraženu selekciju te prerano eliminiraju članove s mutiranim tlakom. Ispitane su različite vrijednosti tlakova visokotlačne pare za  $f_m = 4$ ,  $f_m = 6$  i  $f_m = 8$  te su odabrani oni koji su davali najmanju vrijednost funkcije cilja. Ovakav postupak teško bi se mogao svrstati pod postupak optimizacije, ali se pokazalo kako to ne utječe značajno na funkciju cilja jer se promjena termodinamičkog dijela funkcije cilja nadomješta suprotnom promjenom investicijskog dijela funkcije cilja. Stoga su na Slici 5.52 i 5.54 vidljiva odstupanja od linearnih prirasta za  $f_m = 4$ ,  $f_m = 6$  i  $f_m = 8$ .





**5.54. Struktura funkcije cilja u ovisnosti o  $f_m$  kod 3K\_MP postrojenja**

Na Slici 5.54 prikazana je struktura funkcije cilja s obzirom na promjenu  $f_m$ . S porastom specifične cijene izmjenjivačkih površina primjećuje se porast udjela termodinamičkog dijela funkcije cilja s odstupanjima za  $f_m = 2$  zbog naglog pada tlaka visokotlačne pare i za  $f_m = 4$  zbog problema pri određivanju optimalnog tlaka za vrijednosti  $f_m = 4$ ,  $f_m = 6$  i  $f_m = 8$ . U odnosu na termoekonomsku optimizaciju gdje je funkcija cilja imala nešto drukčiju strukturu, vidi se kako dominantan udio u funkciji cilja ima investicijski dio. Malo je neobično da se s porastom specifične cijene izmjenjivačkih površina udio investicijskog dijela funkcije cilja smanjuje, ali visoka specifična cijena izmjenjivačkih površina potencira smanjivanje tlaka visokotlačne pare i povećavanje pinch točaka što povećava udio termodinamičkih gubitaka u funkciji cilja.

### 5-5. Karakteristike postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem s obzirom na specifičnu cijenu izmjenjivačkih površina

$f_m$		0,5	1,0	1,2	2,0	4,0	6,0	8,0
Ciklus	$C_{l\_bezd}$	0	0,0015	0,0058	0,0166	0,0211	0,0347	0,0548
	$C_{p\_bezd}$	0	0,0201	0,0342	0,0296	0,0386	0,0457	0,0652
	$C_{uk\_bezd}$	0	0,0216	0,0399	0,0461	0,0597	0,0804	0,1200
	Eksergetski stupanj djelovanja ciklusa	%	80,01	79,67	78,80	78,44	77,34	75,74
	Termodinamički stupanj djelovanja ciklusa	%	35,46	35,32	34,93	34,77	34,28	33,57
	Temperatura izlaza dimnih plinova	°C	53,3	55,7	56,0	59,0	59,7	63,3
	maseni protok dimnih plinova	kg/s	100	100	100	100	100	100
	Ukupna električna snaga	kW	23891,0	23789,0	23397,0	23074,0	22719,0	22222,0
VT	Tlak	bar	358,0	358,0	270,7	163,9	140,0	118,5
	Temperatura napojne vode	°C	27,4	27,4	26,8	26,1	25,9	25,8
	Temperatura isparavanja	°C	412,3	412,3	390,6	349,3	336,7	323,7
	Temperatura svježe pare	°C	565,0	565,0	553,8	564,2	552,0	532,9
	Pinch točka 1	°C	2,6	4,5	7,3	5,1	6,3	10,8
	Pinch točka 2	°C	1,4	5,6	6,0	13,6	9,1	16,2
	Pinch točka 3	°C	6,6	8,0	13,9	7,7	16,6	21,1
	maseni protok pare	kg/s	13,8	13,7	13,8	11,4	11,2	11,1
	Električna snaga	kW	5406,2	5383,8	5648,8	5733,7	6411,0	6250,3
	Snaga pumpe	kW	584,4	582,0	441,4	221,3	185,8	171,3
MP	Tlak međupregrijanja	bar	59,7	59,7	45,1	21,5	12,5	12,5
	Temperatura međupregrijanja	°C	457,5	457,5	433,4	565,0	565,0	565,0
	Pinch točka	°C	6,6	7,2	7,7	7,4	9,0	10,3
	maseni protok pare	kg/s	13,8	13,7	13,8	11,4	11,2	11,1
	Električna snaga	kW	15978,0	15910,0	15228,0	13589,0	12671,0	12579,0
	Vlažnost pare na izlazu iz turbine	%	16,7	16,7	16,1	6,4	3,5	3,5
ST	Tlak	bar	4,5	4,5	4,8	10,7	11,0	11,0
	Temperatura napojne vode	°C	25,1	25,1	25,1	25,1	25,1	25,1
	Temperatura isparavanja	°C	147,9	147,9	147,9	182,7	184,2	184,2
	Temperatura svježe pare	°C	301,2	301,2	302,2	545,0	563,4	563,1
	Pinch točka 1	°C	1,1	2,6	3,6	3,4	6,0	4,9
	Pinch točka 2	°C	1,8	1,1	1,3	0,02	6,9	8,3
	Pinch točka 3	°C	5,1	4,9	5,7	13,4	22,0	39,6
	maseni protok pare	kg/s	3,0	3,0	3,0	2,7	2,5	2,5
	Električna snaga	kW	2225,4	2216,1	2239,5	2995,4	2844,7	2823,9
	Snaga pumpe	kW	1,6	1,6	1,7	3,5	3,3	3,3
	Vlažnost pare na izlazu iz turbine	%	9,3	9,3	9,6	3,4	3,0	3,0
NT	Tlak	bar	1,2	1,2	1,2	1,2	1,0	1,1
	Temperatura napojne vode	°C	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0
	Temperatura isparavanja	°C	104,8	104,8	104,8	104,8	100,4	102,3
	Temperatura svježe pare	°C	144,5	144,5	144,5	109,0	105,0	148,5
	Pinch točka 1	°C	2,7	5,6	3,1	3,0	5,3	6,6
	Pinch točka 2	°C	5,2	4,5	7,8	-	-	-
	Pinch točka 3	°C	-	-	-	-	-	-
	maseni protok pare	kg/s	0,6	0,6	0,6	1,7	1,8	1,8
	Električna snaga	kW	281,7	280,5	280,8	755,9	792,4	836,5
	Snaga pumpe	kW	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2
	Vlažnost pare na izlazu iz turbine	%	10,7	10,7	10,7	13,0	12,4	10,0

**5-6. Izmjenjivačke površine s obzirom na specifičnu cijenu izmjenjivačkih površina**

$f_m$		0,5	1,0	1,2	2,0	4,0	6,0	8,0
VT	Ekonomajzer	m <sup>2</sup>	10211	8058	6234	5699	4896	3446
			10075	4847	5181	3083	4047	2891
			8685	7683	5255	4097	3447	3621
			21245	20268	14087	12459	4873	3599
								2836
MP	Isparivač	m <sup>2</sup>	0	0	0	5377	4843	4846
	Pregrijač	m <sup>2</sup>	7280	7206	6135	3153	2287	2145
								1664
	Medupregrijač	m <sup>2</sup>	12201	7757	7626	3435	1068	1085
			271	898	40	268	2038	2098
					1718	1560	1543	13
								1516
ST	Ekonomajzer	m <sup>2</sup>	2917	2167	1861	1614	1145	1206
			2121	2227	2340	4322	1108	97
	Isparivač	m <sup>2</sup>	8582	9717	9306	19209	5061	4463
	Pregrijač	m <sup>2</sup>	858	871	769	429	305	198
					33	585	264	121
						301	364	337
								318
NT	Ekonomajzer	m <sup>2</sup>	437	318	389	1028	869	768
	Isparivač	m <sup>2</sup>	4221	2841	3914	6050	5094	4632
	Pregrijač	m <sup>2</sup>	103	98	83	5	203	75
								16
Ukupna izmjenjivačka površina		m <sup>2</sup>	89207	74956	63253	72832	43472	37383
								32561

## **6 Analiza rezultata**

Iz rezultata termodinamičke optimizacije vidljivo je kako postoji termodinamička opravdanost korištenja paralelnih izmjenjivačkih površina unutar generatora pare na otpadnu toplotu. Takva opravdanost proizlazi iz činjenice da voda kao radni medij u parnoturbinskom ciklusu mijenja specifični toplinski kapacitet s promjenom temperature i agregatnog stanja. Zbog promjenjivog specifičnog toplinskog kapaciteta vode, unutar generatora pare na otpadnu toplotu neizbježno dolazi do pinch točke kao uskog grla za propuštanje većeg masenog protoka pare. Stoga se dimni plinovi na izlazu iz generatora pare ne mogu dovoljno ohladiti te se njihova otpadna toplota dijelom baca u okoliš. Stoga se manipuliranjem masenim protocima dimnog plina i vode u pojedinim dijelovima generatora pare omogućuje bolje iskorištavanje otpadne topline dimnog plina. Manipuliranje masenim protocima omogućeno je uvođenjem više krugova pare s paralelnim smještajem izmjenjivačkih površina različitih krugova pare čime se smanjuju razlike u nagibima temperaturnih krivulja dimnog plina i vode u T-Q dijagramu te se povećava termodinamička iskoristivost generatora pare na otpadnu toplotu. Paralelnim smještajem pojedinih izmjenjivača mogu se i eliminirati pojedine pinch točke. Osim iskorištavanja otpadne topline u generatoru pare, za visoku termodinamičku iskoristivost cijelog ciklusa potrebno je osigurati termodinamički optimalne radne parametre para na izlazu iz generatora pare. Iz rezultata je vidljivo da često puta optimalni parametri para ne odgovaraju onim parametrima koji bi osiguravali najveće iskorištavanje otpadne topline u generatoru pare.

Na strani iskorištavanja otpadne topline dimnih plinova i termodinamičke iskoristivosti ciklusa, vidljivo je da bi opravdano bilo koristiti zasebnu parnu turbinu za svaki krug pare. U ovom radu korištena je fiksna i optimistično velika vrijednost unutarnje iskoristivosti svih turbina zbog mogućnosti uspoređivanja s ostalim znanstvenim radovima u kojima je korištena identična vrijednost. Vrijednosti unutarnjih iskoristivosti turbina srednjeg i niskog tlaka stvarnih turbina ne mogu imati tako visoke vrijednosti zbog malog protoka pare srednjeg i niskog tlaka. Stoga je očito kako je pogodnija izvedba postrojenja sa samo jednom turbinom kako bi se izbjegli

mali protoci u zasebnim turbinama srednje i niskotlačne pare. U radovima ostalih istraživača pretpostavlja se da izlazne temperature i tlakovi pare srednjeg i niskog tlaka trebaju imati identične vrijednosti kao prethodno ekspanzirana para prethodnog kruga s kojom se one miješaju, kako se miješanjem struja različitih temperatura i tlakova ne bi generirao termodinamički gubitak. Međutim, u ovako složenom sustavu postoji mogućnost da usprkos takvom gubitku utjecaj na termodinamičku iskoristivost cijelog sustava bude povoljan zbog mogućeg većeg iskorištavanja otpadne topline dimnih plinova u generatoru pare. Osim toga, budući da krugovi srednjetačne i niskotlačne pare imaju niže stupnjeve termodinamičke iskoristivosti od kruga visokotlačne pare, zbog najčešće niže optimalne temperature pregrijavanja, s jedne strane, i dostupnosti izvora topline s druge strane, ovakvim modelom omogućuje se uvođenje termodinamički pogodnijeg radnog medija u srednjetačnom i niskotlačnom krugu pare. Poznato je da većina organskih radnih medija ima povoljnije omjere dostupnog entalpijskog pada u turbini i topline koja se odvodi u kondenzatoru te se pretpostavlja da bi se njihovom uporabom u krugu srednjetačne i niskotlačne pare povećala termodinamička iskoristivost tih ciklusa te time i ukupna termodinamička iskoristivost cijelog procesa. Na taj način zadržale bi se prednosti nezavisnih ekspanzijskih krivulja svakog kruga pare, a ujedno bi bio eliminiran utjecaj smanjene unutarnje iskoristivosti turbina uzrokovane malim protocima para.

Xiang i ostali u [9] navode kako današnja postrojenja na otpadnu toplinu dosežu termodinamičke iskoristivosti od 38% do 39% što u ovom radu nije bilo moguće dobiti. Maksimalna termodinamička iskoristivost dobivena u ovom radu iznosila je 35.52% što je značajno niže od gornjih vrijednosti. Takva iskoristivost je dobivena vrlo visokim tlakom visokotlačne pare i beskonačno velikim izmjenjivačkim površinama. Realno postizive termodinamičke iskoristivosti kretale su se od 33.57 % za  $f_m = 8$  do 35.32 % za  $f_m = 1$ . Pretpostavlja se kako su autori vjerojatno primijenili drugu metodologiju izračuna stupnja termodinamičke iskoristivosti jer današnji parnoturbinski ciklusi imaju lošiju termodinamičku iskoristivost od onih dobivenih u znanstvenoj literaturi, a predložena metoda optimiranja u ovom radu može pronaći termodinamički i termoekonomske povoljnija rješenja od onih do sada spominjanih u znanstvenoj literaturi.

U analizi osjetljivosti termoekonomske optimalne konfiguracije generatora pare na otpadnu toplinu i njegovih radnih parametara s obzirom na specifičnu cijenu izmjenjivačkih površina pokazano je kako je optimalni tlak visokotlačne pare funkcija specifičnih cijena izmjenjivačkih površina te kako iznos tlaka drastično varira od termodinamički optimalnog od približno 414 bara pa do 118.5 bara za  $f_m = 8$ . U svakom slučaju, postoje termodinamički povoljnija postrojenja od do sada korištenih, ali ona zahtijevaju natkritične tlakove visokotlačne pare te je njihovo korištenje upitno s ekonomskog i tehnološkog stajališta s obzirom na dostupne materijale za izradu izmjenjivača te potrebnu debljinu stijenke koja premašuje prihvatljive iznose od 7 mm. Iznosi pinch točaka su također značajno manji od danas korištenih što je u skladu s rezultatima ostalih istraživača. Sličnost iznosa pinch točaka s rezultatima ostalih istraživača posljedica je slične metodologije i sličnih cijena izmjenjivačkih površina. Međutim, postoji sumnja kako je metodologija modeliranja izmjenjivača kao protusmjernih izmjenjivača kriva te da bi ispravnije bilo koristiti matematičke modele s križnim izmjenjivačima kod horizontalnih generatora pare odnosno kombinirane križno-protustrujne izmjenjivače kod vertikalnih generatora pare. Korištenje takvih modela produljilo bi vrijeme računanja barem za deset puta te bi njihovo korištenje zahtijevalo snažniju računalnu podršku. Očekuje se da bi optimalni iznosi pinch točaka tada bili veći od onih dobivenih modelom s protusmjernim izmjenjivačima zbog postojanja temperaturnog polja dimnog plina u poprečnim presjecima generatora pare na krajevima izmjenjivača, za razliku od uniformne temperature dimnog plina u poprečnim presjecima kod modela s protusmjernim izmjenjivačima.

Svi proračuni provedeni su s pretpostavkom protoka dimnog plina od 100 kg/s čime je moguće dobiti oko 20 MW električne snage koja je prilično mala u usporedbi s električnim snagama današnjih najvećih postrojenja. Budući da su postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem konstrukcijski vrlo složena, njihovo korištenje bilo bi opravdano jedino kod postrojenja velikih snaga. Međutim, protok dimnog plina u proračunu nema utjecaj na razmještaj izmjenjivačkih površina kao i radne parametre postrojenja tako da su dobiveni rezultati primjenjivi i na postrojenja s velikim protocima dimnog plina, odnosno postrojenja velikih električnih snaga.

Bolje iskorištavanje otpadne topline u generatoru pare posljedica je, između ostalog, i prilično niske temperature napojne vode od 25 °C koja ulazi u generator pare. Neophodno otplinjavanje napojne vode bi stoga valjalo izvesti u sklopu bubnja niskotlačne pare. Na taj način povećava se termodinamička iskoristivost parnoturbinskog postrojenja jer se umjesto pare iz oduzimanja parne turbine, za otplinjavanje koristi inače neiskoristiva toplina dimnih plinova. Temperatura dimnog plina na izlazu iz generatora pare kod postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem u termodinamičkoj optimizaciji iznosi 52 °C dok u termoekonomske optimizaciji ona iznosi oko 56 °C. Bez smanjivanja, ionako niskog, tlaka niskotlačne pare, koji iznosi 1.2 bara, dimne plinove je nemoguće dodatno ohladiti. Ovako niske temperature dimnog plina na izlazu iz generatora pare mogle bi lokalno dovesti do kondenzacije vodene pare u dimnim plinovima što bi imalo štetan utjecaj na izmjenjivačke površine zbog kiselosti kondenzata. Ipak, zbog velikog pretička zraka, parcijalni tlak vodene pare u dimnim plinovima je prilično nizak i iznosi oko 3500 Pa te je temperatura kondenzacije vrlo niska i iznosi 25-30 °C što je niže od izlazne temperature dimnog plina iz generatora pare. Teoretski stoga ne bi trebalo dolaziti do kondenzacije vodene pare u dimnim plinovima. Pojava kondenzacije zahtijevala bi uporabu nerđajućih čelika čime bi se povećao investicijski trošak.

Iz Slike 5.52 vidljivo je kako u blizini specifičnih cijena izmjenjivačkih površina korištenih u termoekonomske optimizaciji dolazi do naglog pada termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog ciklusa. Uočena pojava može se interpretirati dvojako: optimističnija je da je s malim porastom investicijskog troška moguće ostvariti značajne termodinamičke boljitke, a pesimističnija da predloženi model cijena znatno odstupa od stvarnih investicijskih troškova takvih postrojenja te da je to osjetljivo područje termodinamičke iskoristivosti previše udaljeno od današnjih investicijskih troškova.

Kod klasičnih generatora pare postoji velika temperaturna razlika između dimnog plina u ložištu i temperature svježere pare, a osim toga dimne plinove je moguće ohladiti prije izlaska iz generatora pare i predgrijavanjem zraka za izgaranje. Kod generatora pare na otpadnu toplinu nema izgaranja te nema niti mogućnosti dodatnog iskorištavanja otpadne topline dimnog plina predgrijavanjem zraka. Osim toga,

temperaturna razlika između dimnog plina na ulazu u generator pare i svježere pare je relativno mala. Stoga je kod generatora pare na otpadnu toplinu jako izražen utjecaj pinch točke te je jedna od ključnih stvari učinkovito hlađenje dimnog plina. Zbog lošeg hlađenja dimnih plinova, u postrojenjima s generatorima pare na otpadnu toplinu ne koriste se niti predgrijači napojne vode s oduzimanjima iz parne turbine. Povećanje temperature dimnog plina na ulazu u generator pare, uz zadržavanje temperature svježere pare, bitno bi povećalo termodinamičku iskoristivost parnoturbinskog ciklusa zbog premještanja pinch točke prema izlazu dimnog plina iz generatora pare, što je pokazano u poglavlju 5.1.2. Time bi ujedno generatori pare imali bitno jednostavniju strukturu jer bi bio dovoljan samo jedan krug pare. U skladu s poglavljem 1.2.2 takva situacija je smisljena jedino ako se područje rada ciklusa u plinskoj turbini premjesti prema višim temperaturama u odnosu na današnje. S današnjim temperaturama dimnog plina na ulazu u generator pare od oko 600 °C moguće je, prelaskom na natkritične tlakove u generatoru pare na otpadnu toplinu, povećati stupanj termodinamičke iskoristivosti kombiniranog ciklusa za približno 1 %. Značajni utjecaj parnoturbinskog ciklusa na kombinirani ciklus moguć je jedino energetskom konverzijom u plinskoj turbini na većim temperaturama dimnog plina čime bi se podigla ulazna temperatura dimnog plina u generator pare. Uz pretpostavku zadržavanja termodinamičke iskoristivosti plinskoturbinskog ciklusa tada bi bilo moguće, povećanjem termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog ciklusa, podignuti termodinamički stupanj iskoristivosti kombiniranog ciklusa za približno 4-5 %.

Korištenje genetskog algoritma u ovom radu pokazalo se uglavnom uspješnim. U termodinamičkoj i termoekonomske optimizaciji postignuti rezultati su zadovoljavajući, izuzevši malu sposobnost mijenjanja tlaka srednjeg i niskog kruga pare koji imaju manji utjecaj na funkciju cilja. S porastom specifičnih cijena izmjenjivačkih površina, i utjecaj promjene tlaka visokotlačne pare je postao malen na funkciju cilja te korišteni genetski algoritam nije mogao mijenjati njegov iznos.



## **7 Znanstveni doprinos**

Razvijena je nova metoda traženja optimalnog rasporeda izmjenjivačkih površina unutar generatora pare na otpadnu toplinu kao i njegovih radnih parametara s ciljem dobivanja maksimalne električne energije u parnoturbinskom ciklusu iz otpadne topline dimnih plinova. Predložena metoda bazira se na pretpostavci termodinamičke opravdanosti paralelnog smještaja izmjenjivačkih površina različitih krugova pare unutar generatora pare na otpadnu toplinu. Za razliku od dosadašnjih postupaka optimiranja parnoturbinskog ciklusa prikazanih u znanstvenoj literaturi, u kojima su bili optimirani samo radni parametri, a prethodno se zadavao razmještaj izmjenjivačkih površina unutar generatora pare na otpadnu toplinu, ovom metodom algoritam za optimiranje može samostalno odabrati razmještaj izmjenjivačkih površina te na taj način, s obzirom na zadane uvjete, odrediti optimalan razmještaj izmjenjivačkih površina unutar generatora pare na otpadnu toplinu s više krugova pare. Osiguravanjem dovoljno velike matrice izmjenjivača u kojoj svaki stupac predstavlja serijski niz izmjenjivača jednog kruga pare, plus krug međupregrijanja, omogućen je bilo koji raspored izmjenjivačkih površina u generatoru pare s više krugova pare i međupregrijanjem visokog tlaka. Uz određivanje masenih protoka i tlakova svakog kruga pare, algoritam za optimiranje određuje entalpijski prirast vode unutar svakog izmjenjivača u matrici izmjenjivača. Izostanak pojedinog izmjenjivača osiguran je mogućnošću nultog prirasta entalpije vode unutar njega. Takav izrazito nelinearan matematički model ima 43 nezavisne varijable kod postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem te je stoga morala biti korištena robusna metoda optimiranja temeljena na primjeni genetskih algoritama. Rezultati pokazuju kako je ovom metodom moguće pronaći termodinamički, a zatim i termoekonomske povoljnija rješenja od do sada predlaganih u znanstvenoj literaturi. Ovom metodom, prelaskom u natkritični tlak visokotlačne pare i drukčijim razmještajem izmjenjivačkih površina, termodinamička iskoristivost postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem povećana je za 0.7 postotnih jedinica u odnosu na prethodno optimirano postrojenje drugih istraživača, što predstavlja povećanje od 2.6% u odnosu na prethodno optimirano postrojenje. S predloženim modelom cijena izmjenjivačkih površina, takvo rješenje pokazalo se opravdano i s ekonomske strane.

## **8 Zaključak**

Na temelju provedenih istraživanja zaključuje se:

1. Predloženom metodom određivanja proizvoljnog razmještaja izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplotu s više krugova pare moguće je postići više termodinamičke stupnjeve iskoristivosti parnoturbinskih postrojenja od stupnjeva iskoristivosti u današnjim postrojenjima, čime je dokazana hipoteza rada.
2. Poboljšanja termodinamičkog stupnja iskoristivosti nisu posljedica samo smanjivanja iznosa pinch točaka nego i razmještaja izmjenjivačkih površina te promjene tlakova i masenih protoka različitih krugova pare.
3. Paralelni razmještaj izmjenjivačkih površina omogućuje uvođenje drugih radnih medija u krugovima srednjetačne i niskotlačne pare s većim stupnjevima termodinamičke iskoristivosti.
4. Prelaskom na natkritične tlakove visokotlačne pare moguće je povećati termodinamičku iskoristivost parnoturbinskog postrojenja za približno 1 postotni bod u odnosu na termodinamičke iskoristivosti koje su ostvarili ostali istraživači u znanstvenoj literaturi.
5. Značajnije povećanje termodinamičke iskoristivosti očekuje se s povećanjem ulazne temperature dimnog plina na ulazu u kotao na približno 800 °C.
6. Povećanje vršne temperature visokotlačne pare uzrokuje povećanje optimalnog termodinamičkog tlaka prema nerealno visokim vrijednostima što govori i o neadekvatnosti vode kao radnog medija u krugu visokotlačne pare. Međutim, za sada nije poznat niti jedan termodinamički prikladniji radni medij od vode pri temperaturama svježeg pare od približno 600 °C.
7. Rezultati optimizacije bitno ovise o specifičnoj cijeni izmjenjivačkih površina tako da se s povećanjem specifične cijene izmjenjivačkih površina optimalan tlak visokotlačne pare približava vrijednostima tlakova visokotlačne pare u današnjim generatorima pare na otpadnu toplotu.

## **9 Popis literature**

- [1]. <http://www.power-technology.com/projects/aghada/>
- [2]. <http://www.power-technology.com/projects/arcosdelafrontera/>
- [3]. <http://www.eon-uk.com/generation/cottam.aspx>
- [4]. Franco A., Russo A.: Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters, International Journal of Thermal Sciences 41, 843–859, 2002.
- [5]. Franco A., Casarosa C.: On some perspectives for increasing the efficiency of combined cycle power plants, Applied Thermal Engineering 22, 1501–1518, 2002.
- [6]. Nag P. K., De S.: Design and operation of a heat recovery steam generator with minimum irreversibility, Applied Thermal Engineering 17, 385–391, 1997.
- [7]. Abusoglu A., Kanoglu M.: Exergoeconomic analysis and optimization of combined heat and power production: A review. Renew Sustain Energy Rev, 2009.
- [8]. Korobitsyn M.A.: New and advanced energy conversion technologies. Analysis of cogeneration, combined and integrated cycles, PhD-theses, 1998.  
<http://www.thw.ctw.utwente.nl/research/PhD-theses/Korobitsyn.pdf>

- [9]. Xiang W., Chen Y.: Performance Improvement of Combined Cycle Power Plant Based on the Optimization of the Bottom Cycle and Heat Recuperation, Journal of Thermal Science Vol. 16, No. 1, 84 – 89 , 2007.  
<http://www.scribd.com/doc/15488104/Performance-Improvement-of-Combined-Cycle-Power-Plant-Based-on-the-Optimization-of-the-Bottom-Cycle-and-Heat-Recuperation>
  
- [10]. [http://www.gepower.com/prod\\_serv/products/oc/en/opt\\_diagsw/gatecycle.htm](http://www.gepower.com/prod_serv/products/oc/en/opt_diagsw/gatecycle.htm)
  
- [11]. HRSG advances keep GTCC competitive,  
[http://goliath.ecnext.com/coms2/gi\\_0199-1252578/HRSG-advances-keep-GTCC-competitive.html](http://goliath.ecnext.com/coms2/gi_0199-1252578/HRSG-advances-keep-GTCC-competitive.html)
  
- [12]. Victorino I.R.S., Maia J.P., Morais E.R., Wolf Maciel M.R., Maciel Filho R.: Optimization for large scale process based on evolutionary algorithms: Genetic algorithms, Chemical Engineering Journal 132, 1–8, 2007.
  
- [13]. <http://www.mathworks.com/>
  
- [14]. Susta M. R., Greth M.: Efficiency Improvement Possibilities in CCGT Power Plant Technology, 2001. <http://www.imteag.com/2-PGA-2001.pdf>,
  
- [15]. Franco A., Giannini N.: A general method for the optimum design of heat recovery steam generators, Energy 31, 3342–3361, 2006.
  
- [16]. Cacarosa C., Donatini F., Franco A.: Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants, Energy 29, 389-414, 2004.

- [17]. Cacarosa C., Franco A.: Thermodynamic Optimization of the Operative Parameters for the Heat Recovery in Combined Power plants, *Int.J. Applied Thermodynamics* 4, 43-52, 2001.
- [18]. Shin J.Y., Son Y.S., Kim M.G., Kim J.S., Jeon Y.J.: Performance Analysis of a Triple Pressure HRSG, *KSME International Journal* 17, 1746-1755, 2003.
- [19]. Bassily A.M.: Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a triple-pressure reheat combined cycle, *Energy* 32, 778-794, 2007.
- [20]. Mohagheghi M., Shayegan J.: Thermodynamic optimization of design variables and heat exchangers layout in HRSGs for CCGT, using genetic algorithm, *Appl Therm Eng*, 2008.
- [21]. Valdes M., Rapun J.L.: Optimization of heat recovery steam generators for combined cycle gas turbine power plants, *Applied Thermal Engineering* 21, 1149–1159, 2001.
- [22]. Bassily A.M.: Modeling and numerical optimization of the dual and triple-pressure combined-cycles, *Proceedings of Institute of Mechanical Engineers, Part A, Journal of Power Energy* 218, 97–109, 2004.
- [23]. Franco A., Casarosa C.: Thermoeconomic evaluation of the feasibility of highly efficient combined cycle power plants, *Energy* 29, 1963–1982, 2004.
- [24]. van der Lee P. E. A., Terlaky T., Woudstra T.: A new approach to optimizing energy systems, *Computer methods in applied mechanics and engineering* 190, 5297-5310, 2001.

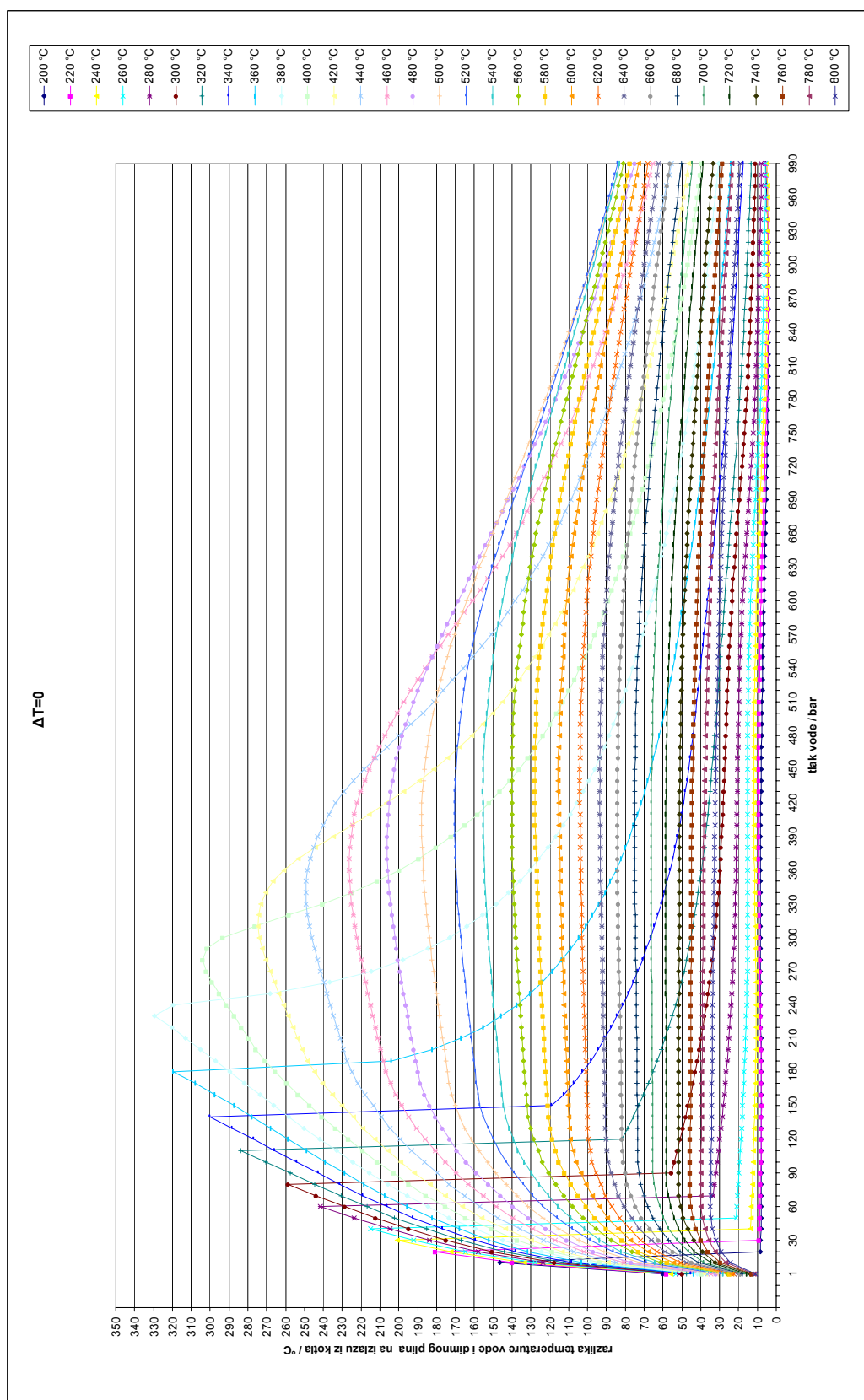
- [25]. Janushevskis A., Akinfiyev T., Auzins J., Boyko A.: A comparative analysis of global search procedures, *Proc. Estonian Acad. Sci. Eng.* 10, 236-250, 2004.
- [26]. Starr F.: Background to the Design of HRSG Systems and Implications for CCGT Plant Cycling, *OMMI* 2, 2003.
- [27]. Abusoglu A., Kanoglu M.: Exergoeconomic analysis and optimization of combined heat and power production: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13, 2295-2308, 2009.
- [28]. Bassily A.M.: Improving the efficiency and availability analysis of a modified reheat regenerative Rankine cycle, *Proceedings of Renewable and Advanced Energy Systems for the 21st Century*, Lahaina, Maui, Hawaii, USA, 11-15, 1999.
- [29]. DeMoss T.B.: They're he-e-re (almost): 60% efficiency combined cycle, *Power Eng* 7, 17-21, 1996.
- [30]. DOE Fundamentals Handbook: Thermodynamics, Heat Transfer, and Fluid Flow 1, US Department of Energy, Washington DC, 1992.  
<http://www.eh.doe.gov/techstds/standa>
- [31]. Ferdelji N., Galović A., Guzović Z.: Exergy analysis of a co-generation plant, *Thermal science* 12, 75 - 88, 2008.
- [32]. Galović, A.: *Termodinamika I*, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture, Zagreb, 1998.
- [33]. Abrashi A.: Optimizacija problema raspoređivanja primjenom genetičkog algoritma s nišama, *Doktorski rad*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.

- [34]. Matlab R14 Help
- [35]. Garg P.: A comparison between Memetic algorithm and Genetic algorithm for the cryptanalysis of Simplified Data Encryption Standard algorithm, International Journal of Network Security and Its Applications 1, 2009.
- [36]. Goldberg D. E.: Genetic Algorithm in search, optimization and Machine learning, Addison-Wesley, Reading, 1989.
- [37]. Moscato P.: On evolution, scorch, optimization, genetic algorithms and martial arts: toward memetic algorithms, Technical report, California, 1989.
- [38]. <http://www.bis.gov.uk/files/file18301.pdf>
- [39]. <http://www.cicloscombinados.com/hrsg.html>
- [40]. <http://www.energysystems.com.au/pages/hrsg.htm>
- [41]. Mitchell M.: An introduction to genetic algorithms, The MIT press, USA, 1998.
- [42]. Koch C., Cziesla F., Tsatsaronis G.: Optimization of combined cycle power plants using evolutionary algorithms, Chemical Engineering and Processing: Process Intensification 46, 1151-1159, 2007.
- [43]. Valdés M., Durán M. D., Rovira A.: Thermoeconomic optimization of combined cycle gas turbine power plants using genetic algorithms, Applied Thermal Engineering 23, 2169-2182, 2003.
- [44]. Tehnički propisi za parne kotlove, svezak 4, prijevod publikacije TRD, Zajednica Jugoslovenske elektroprivrede, Beograd, 1990.

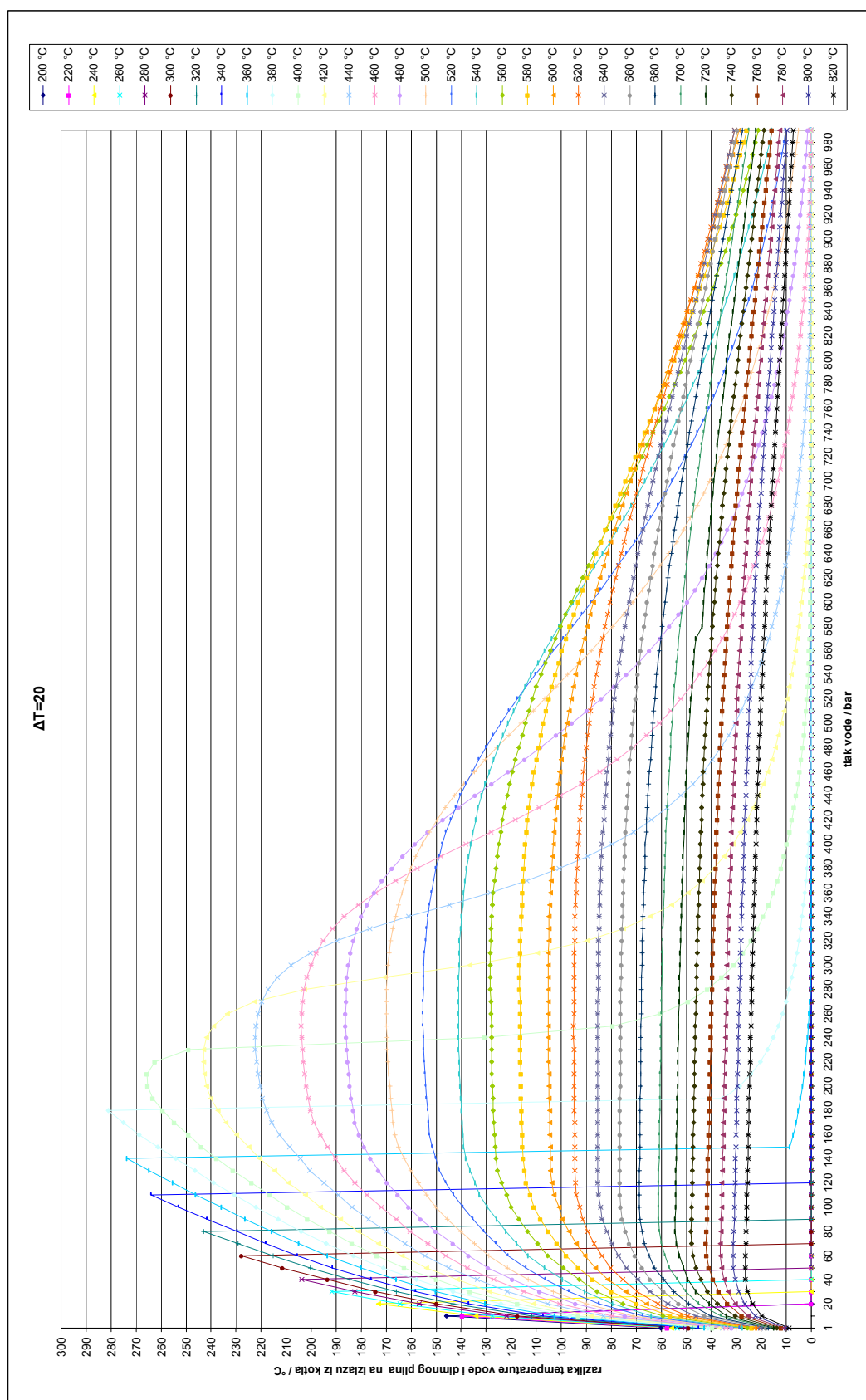
## **10 Prilog**

U nastavku slijede Slike 10.1 - 10.10 na kojima su prikazane razlike temperatura dimnog plina i vode na izlazu dimnog plina iz generatora pare kada razlika temperature dimnog plina i vode na ulazu dimnog plina u generator pare iznosi 0, 20, 40, 60, 80, 100, 150, 200, 250 i 300 °C. Na Slikama 10.11 - 10.20 prikazane su razlike temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature dimnog plina i vode na ulazu dimnog plina u generator pare iznosi 0, 20, 40, 60, 80, 100, 150, 200, 250 i 300 °C. Parametarski su zadane ulazne temperature dimnog plina u generator pare. Detalji izračuna prikazani su u poglavlju 4.1.1.

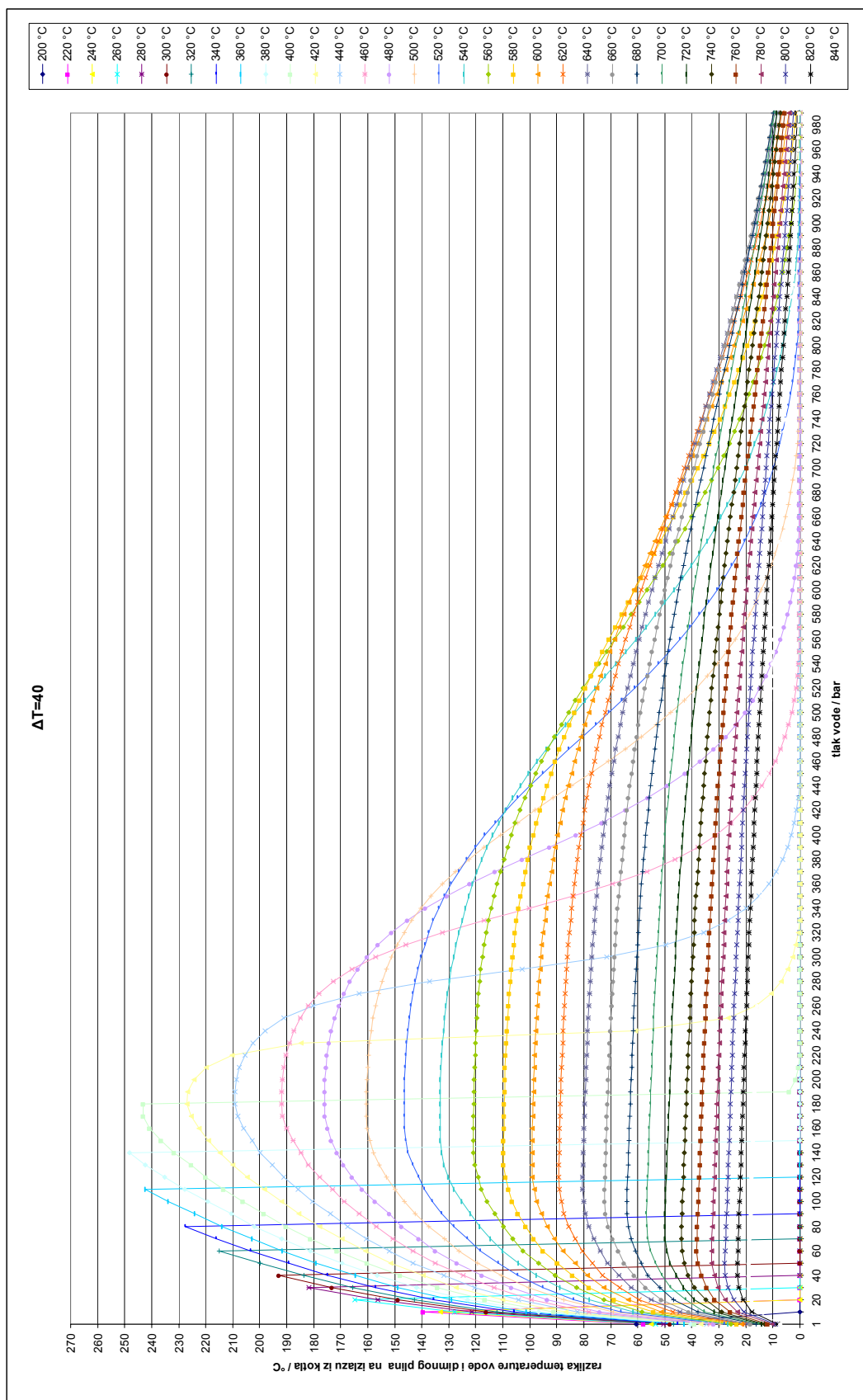




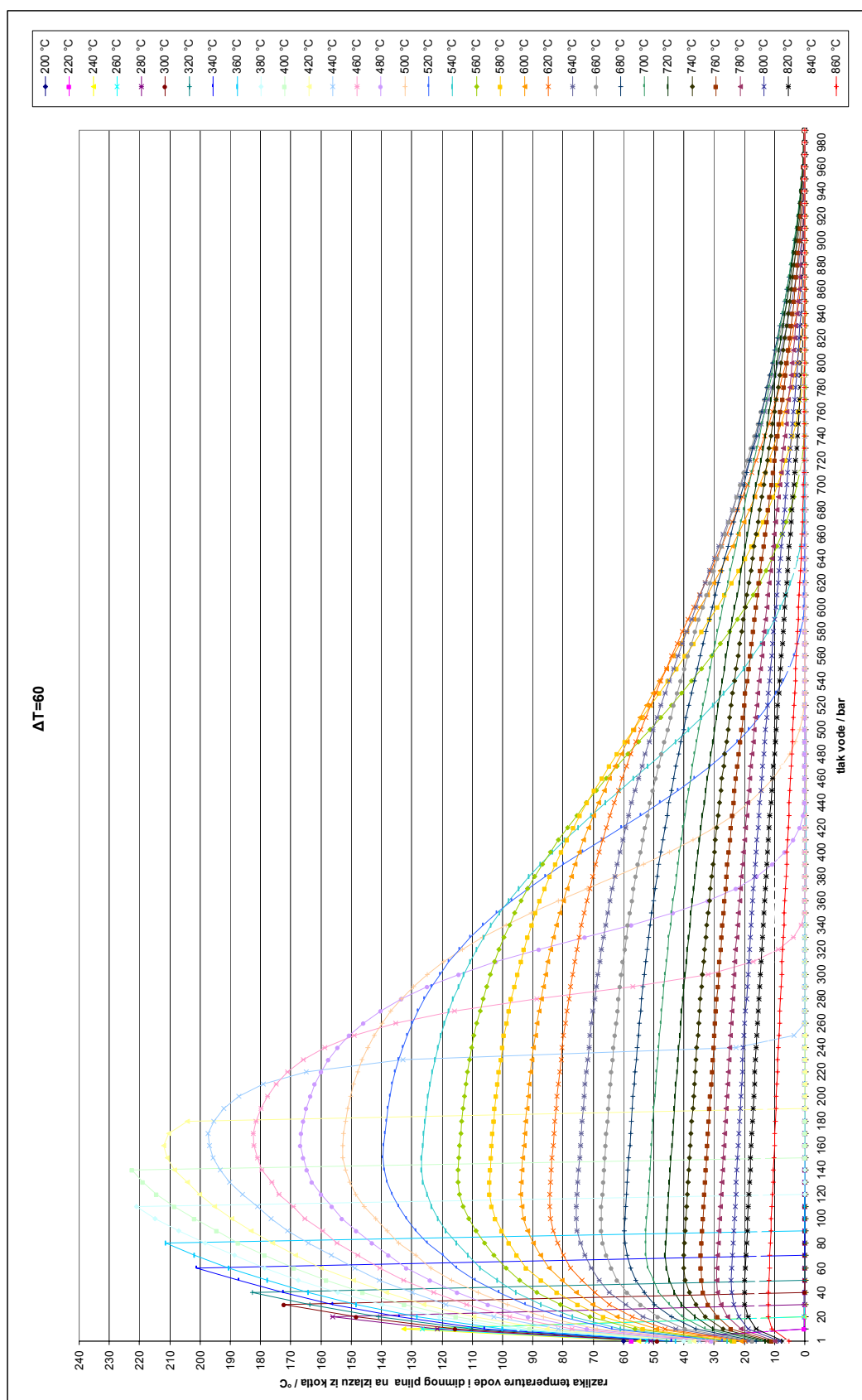
**10.1. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 0 °C**



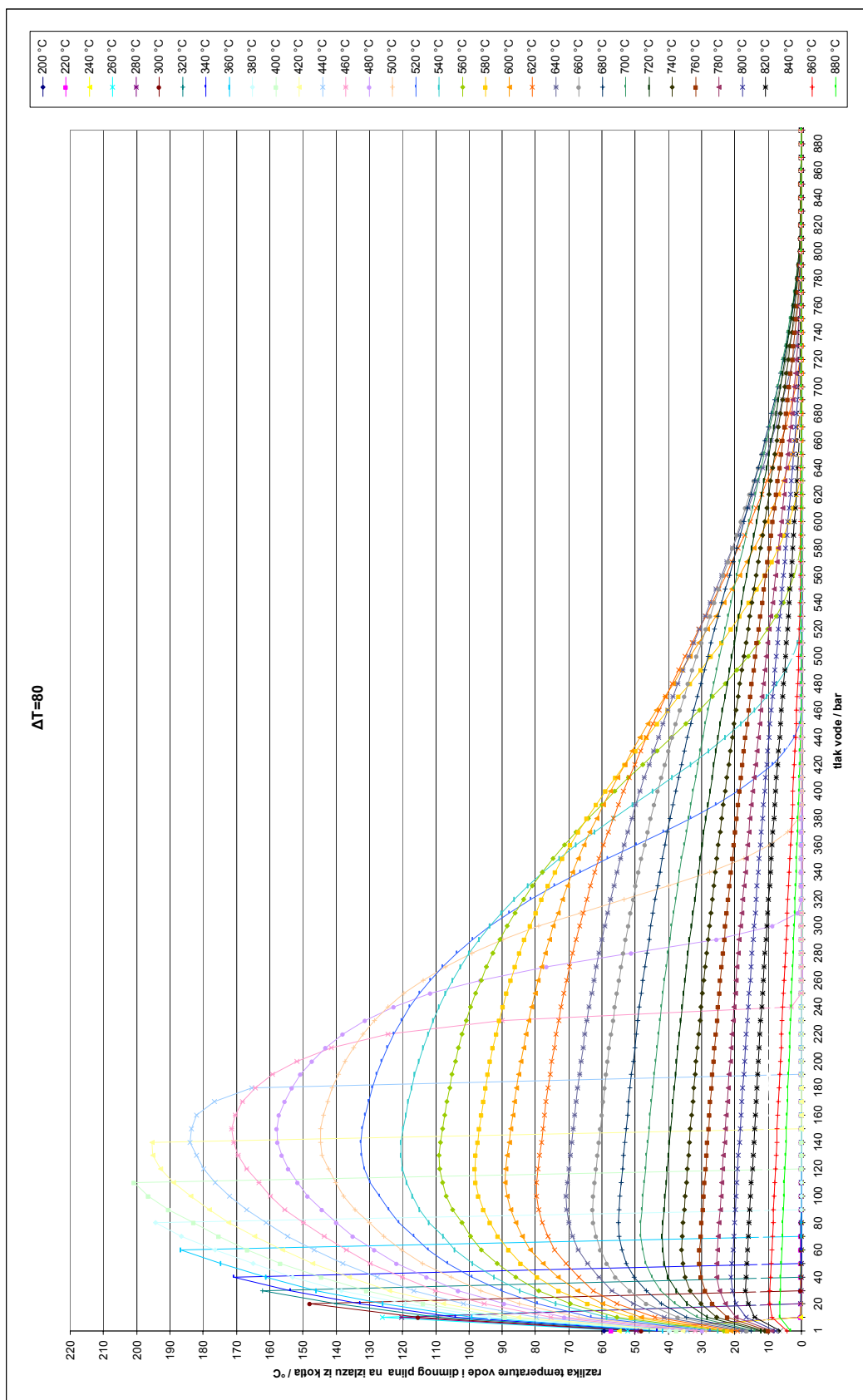
**10.2. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 20 °C**



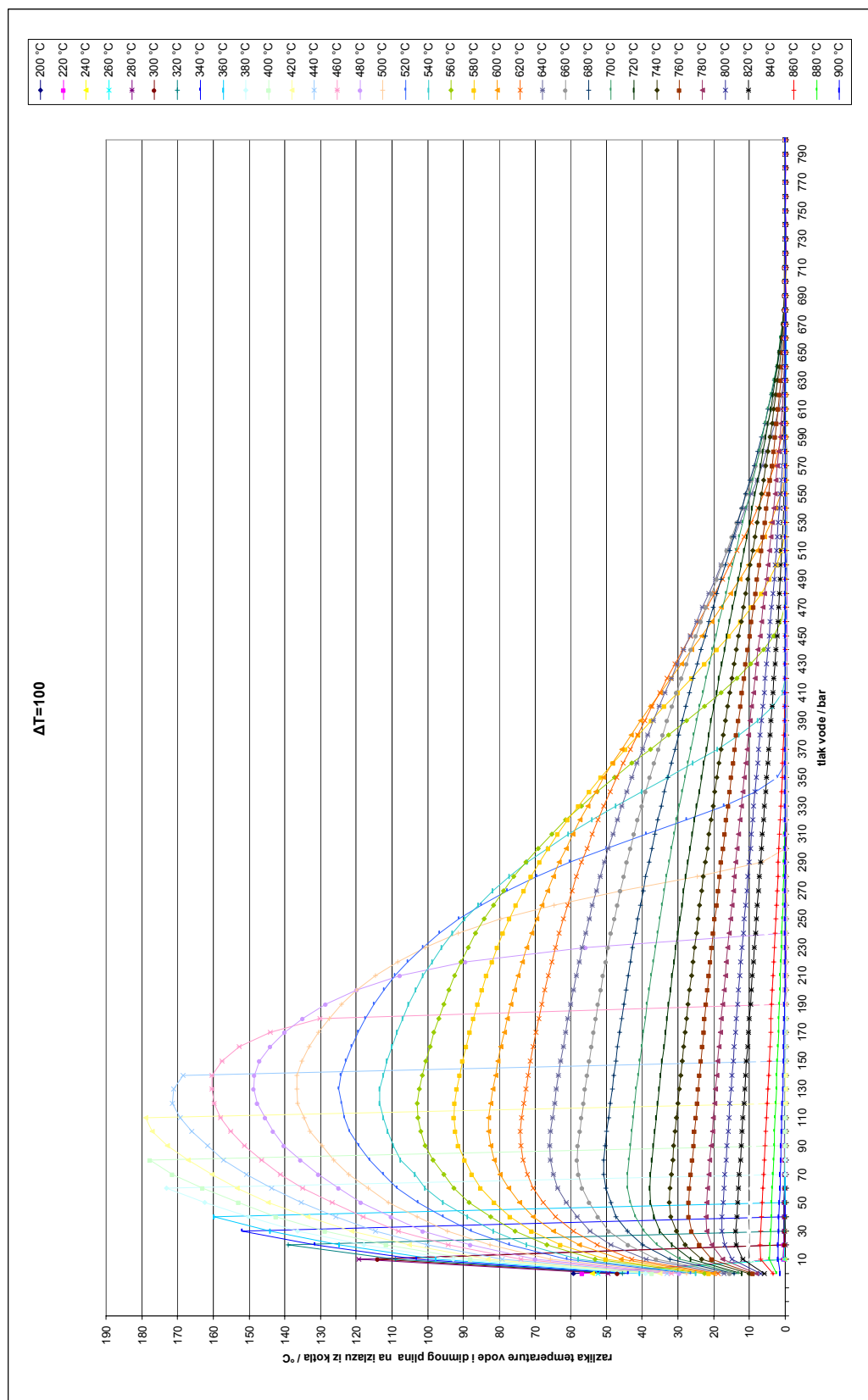
**10.3. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 40 °C**



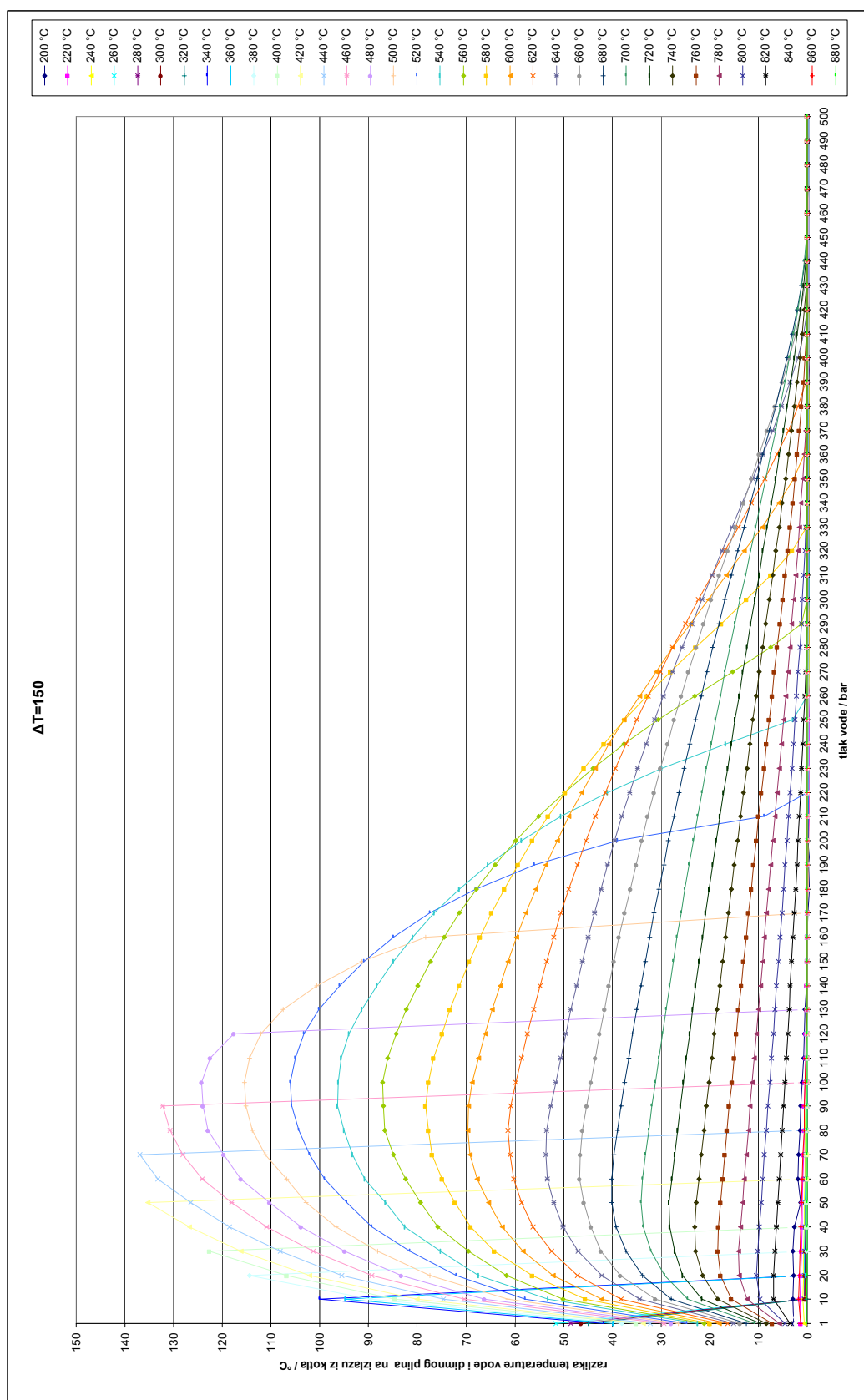
**10.4. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 60 °C**



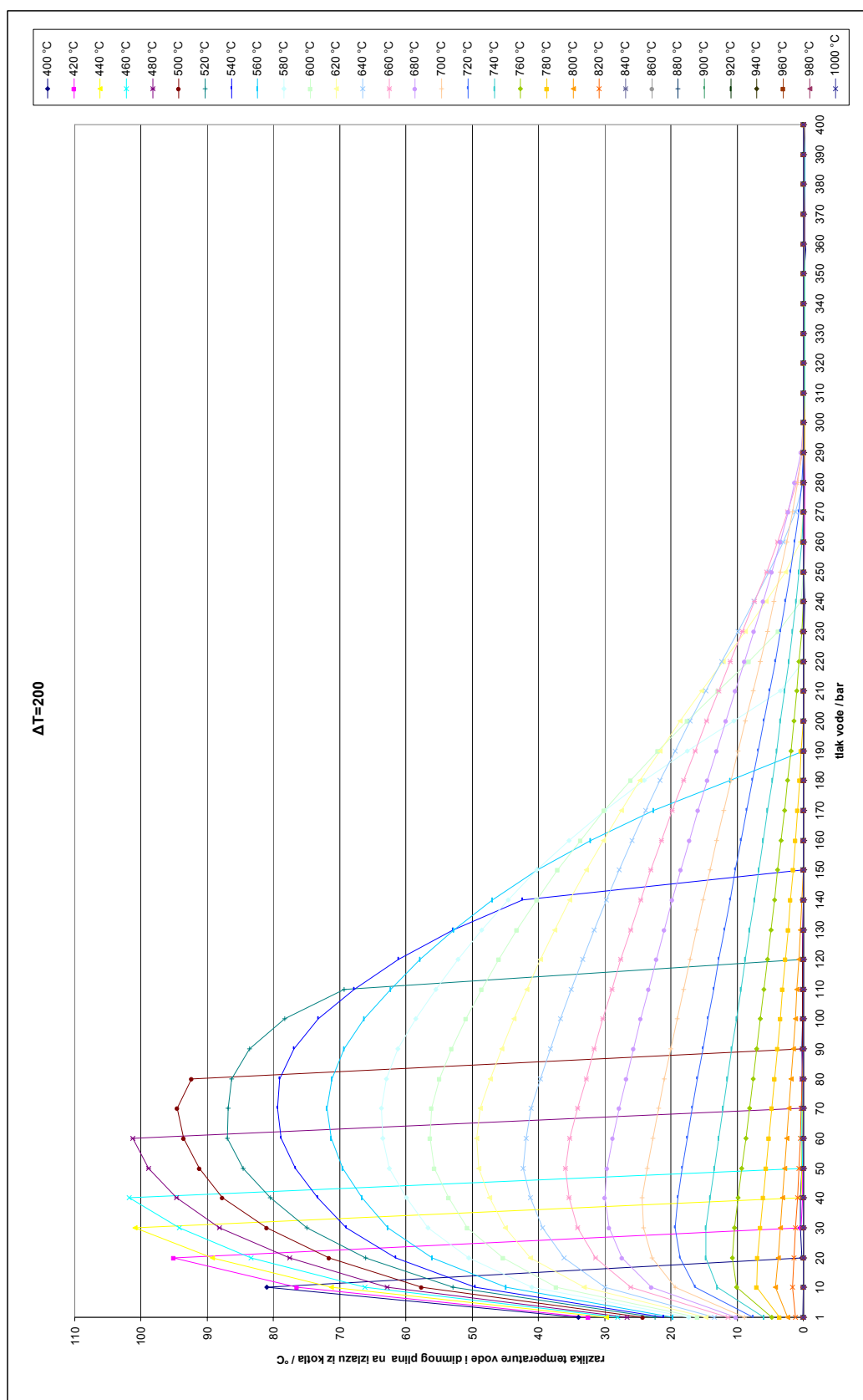
**10.5. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 80 °C**



**10.6. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 100 °C**

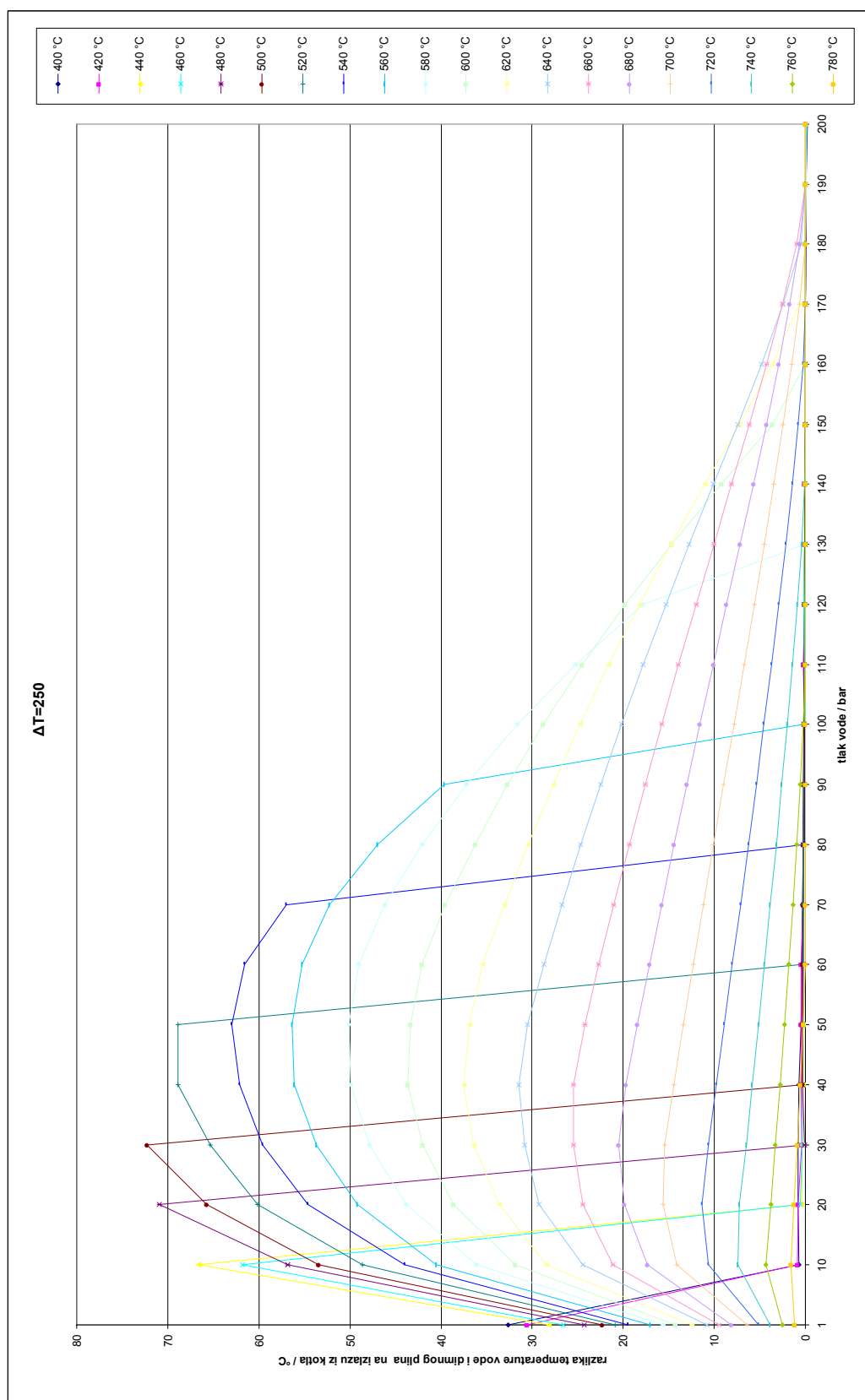


**10.7. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 150 °C**

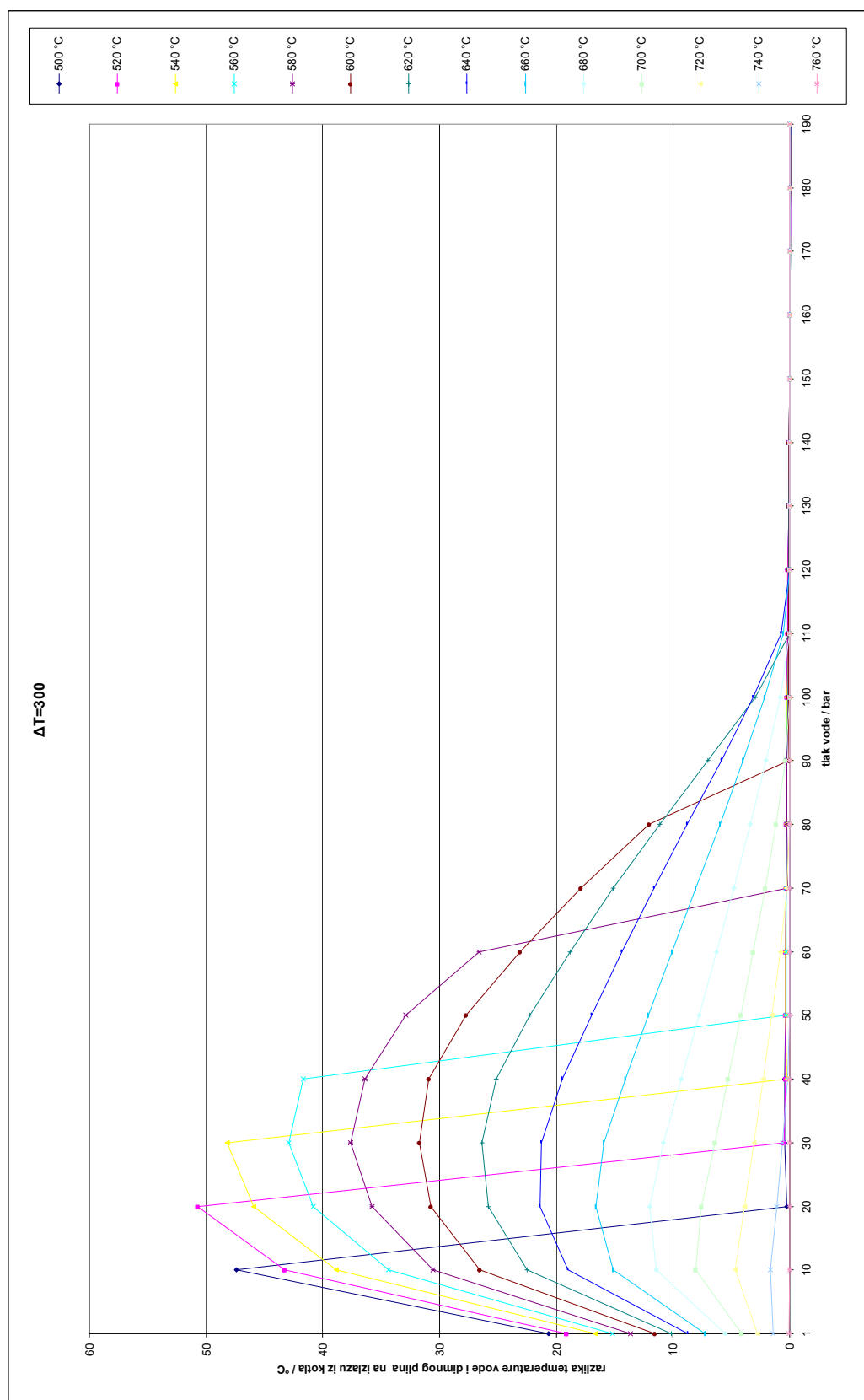


**10.8. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 200 °C**

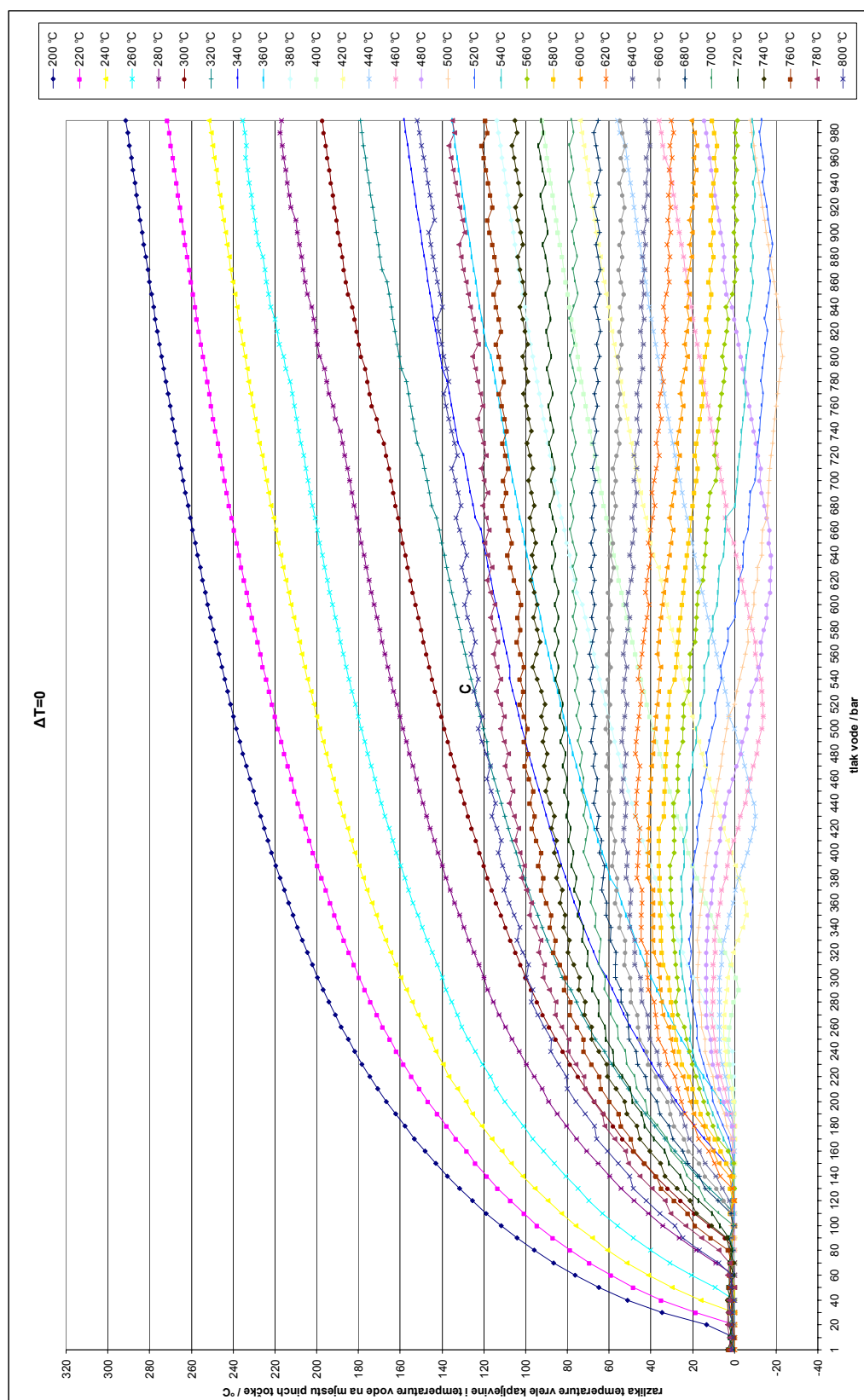




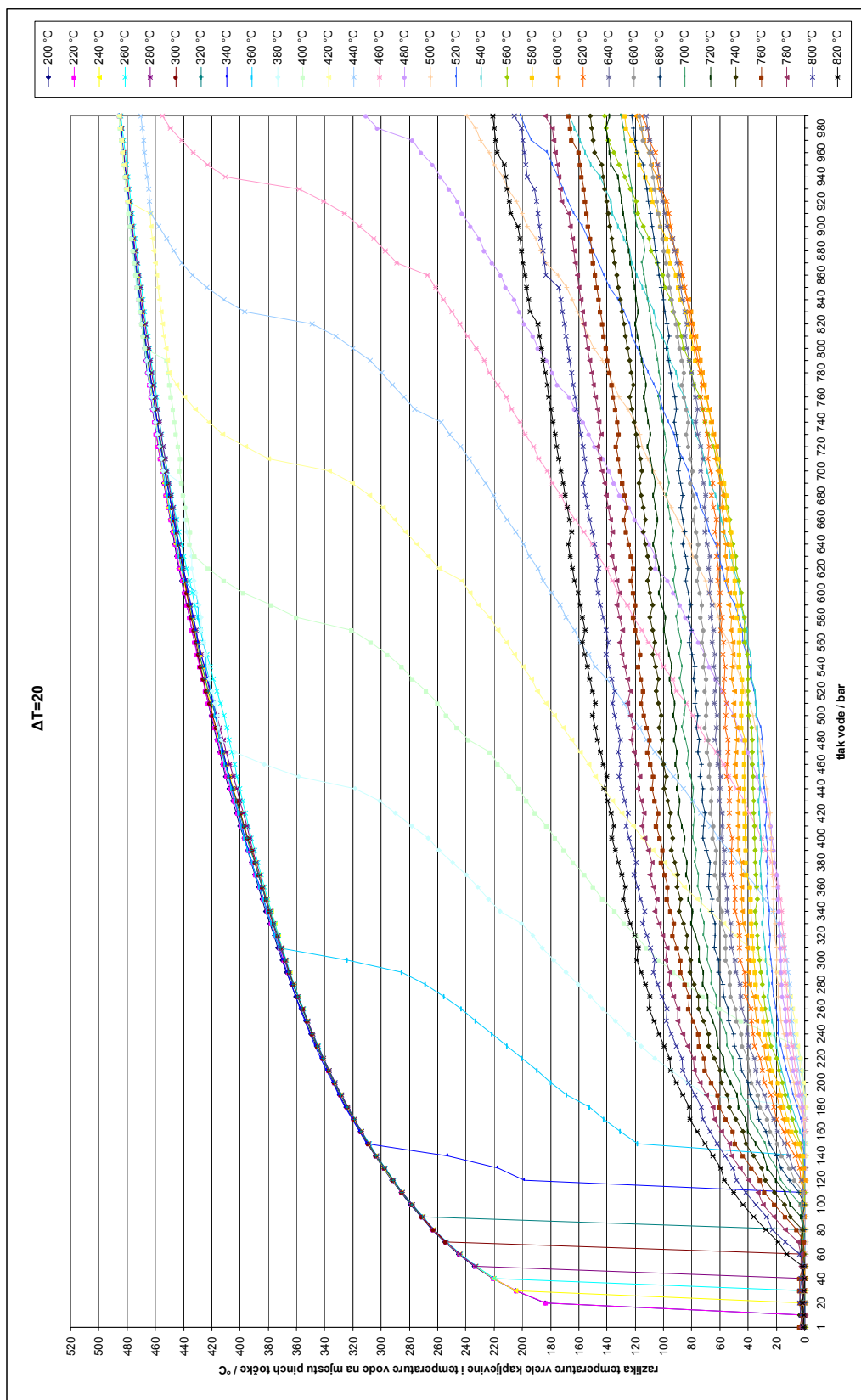
**10.9. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 250 °C**



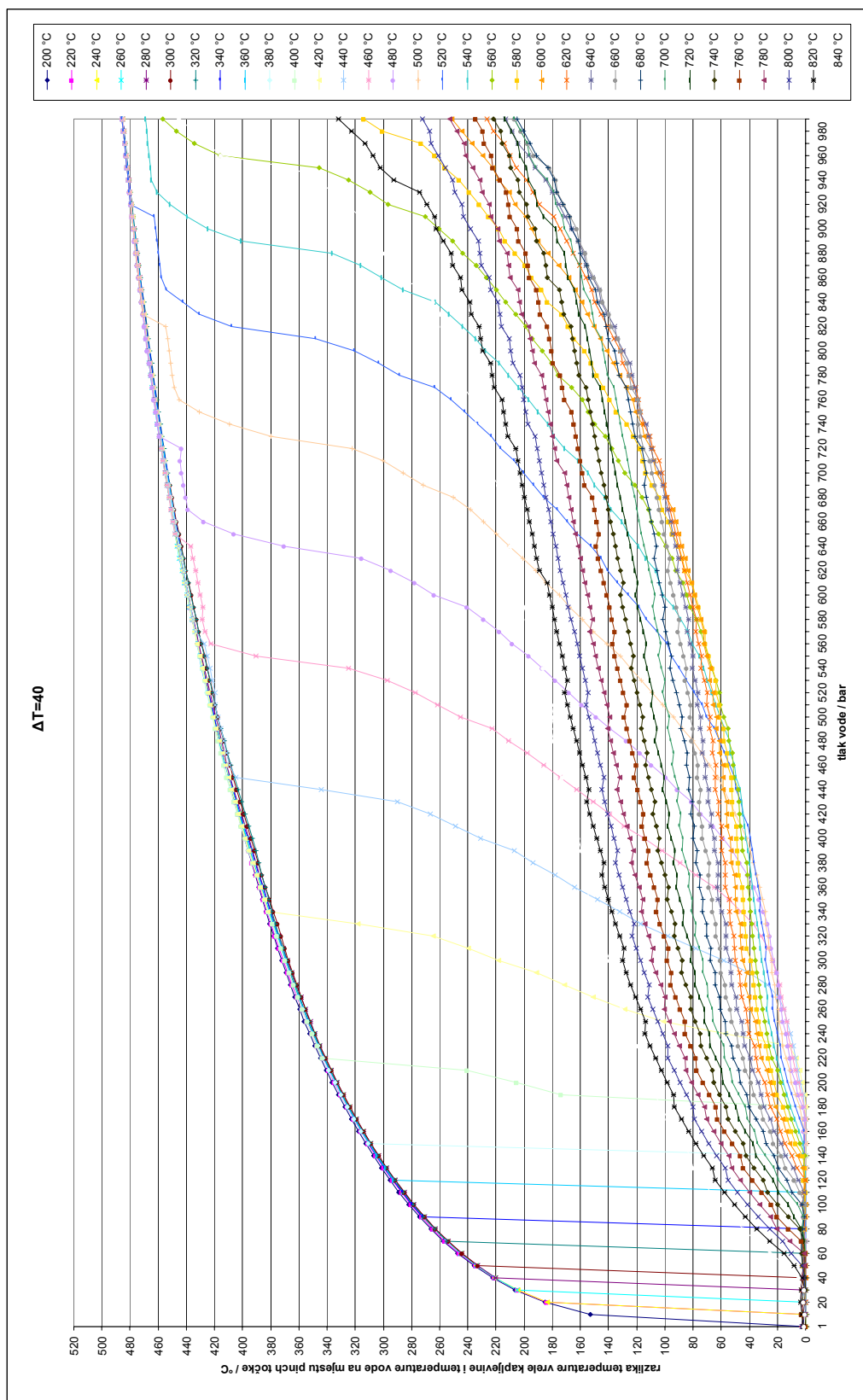
10.10. Razlika temperature dimnog plina i vode na izlazu d. p. iz generatora pare kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 300 °C



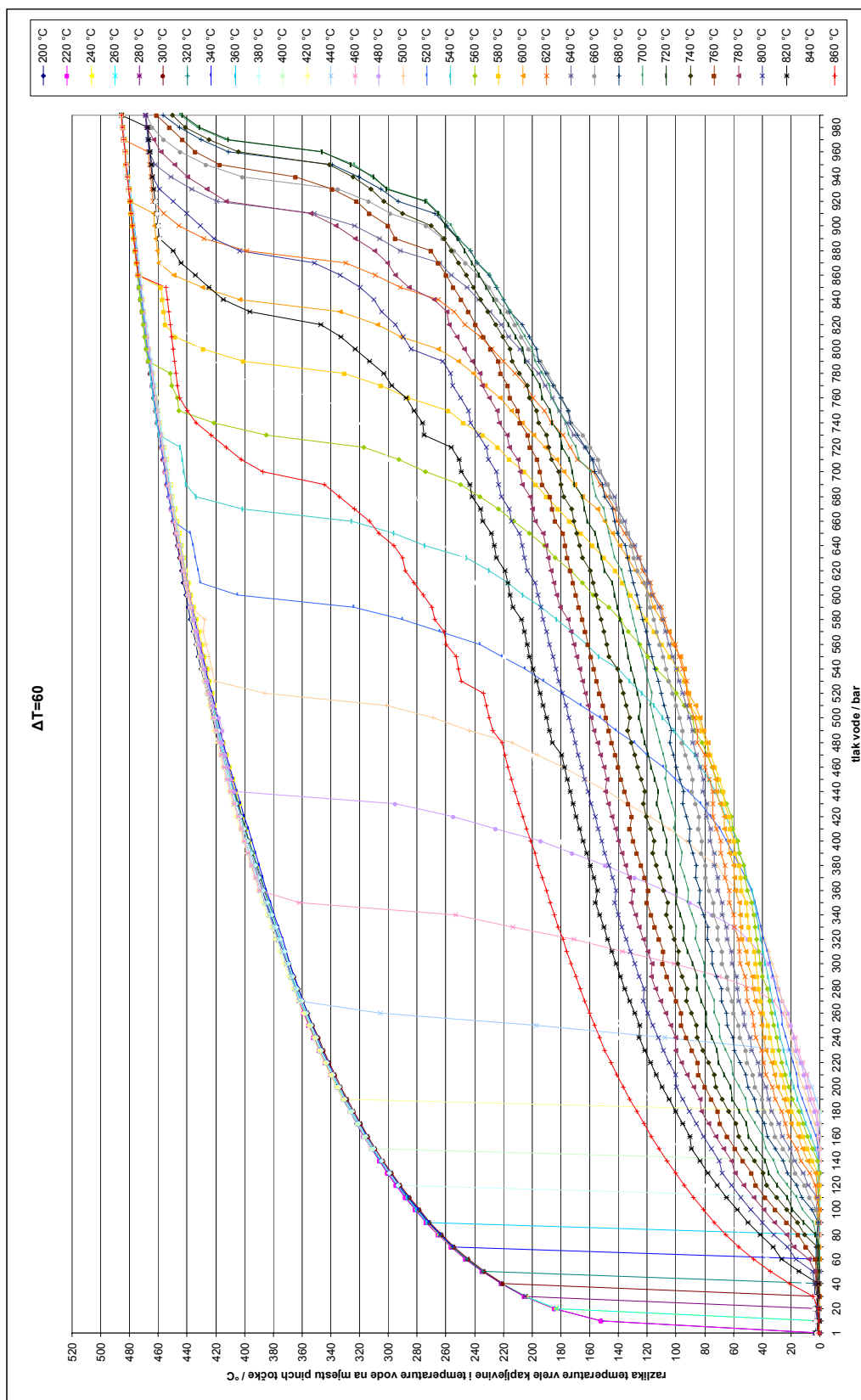
**10.11. Razlika temperature vrele kapljavine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 0 °C**



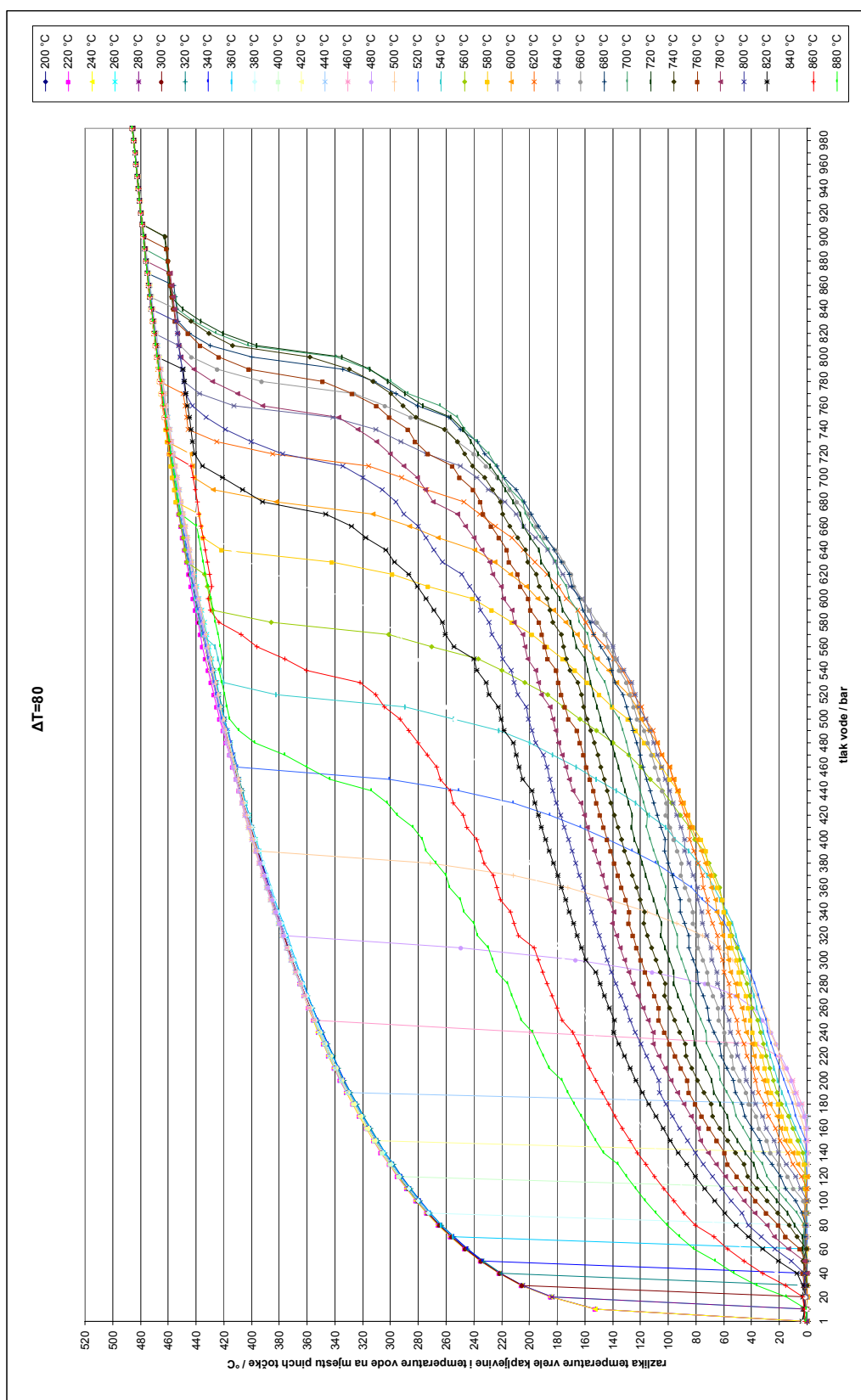
10.12. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi  $20^\circ\text{C}$



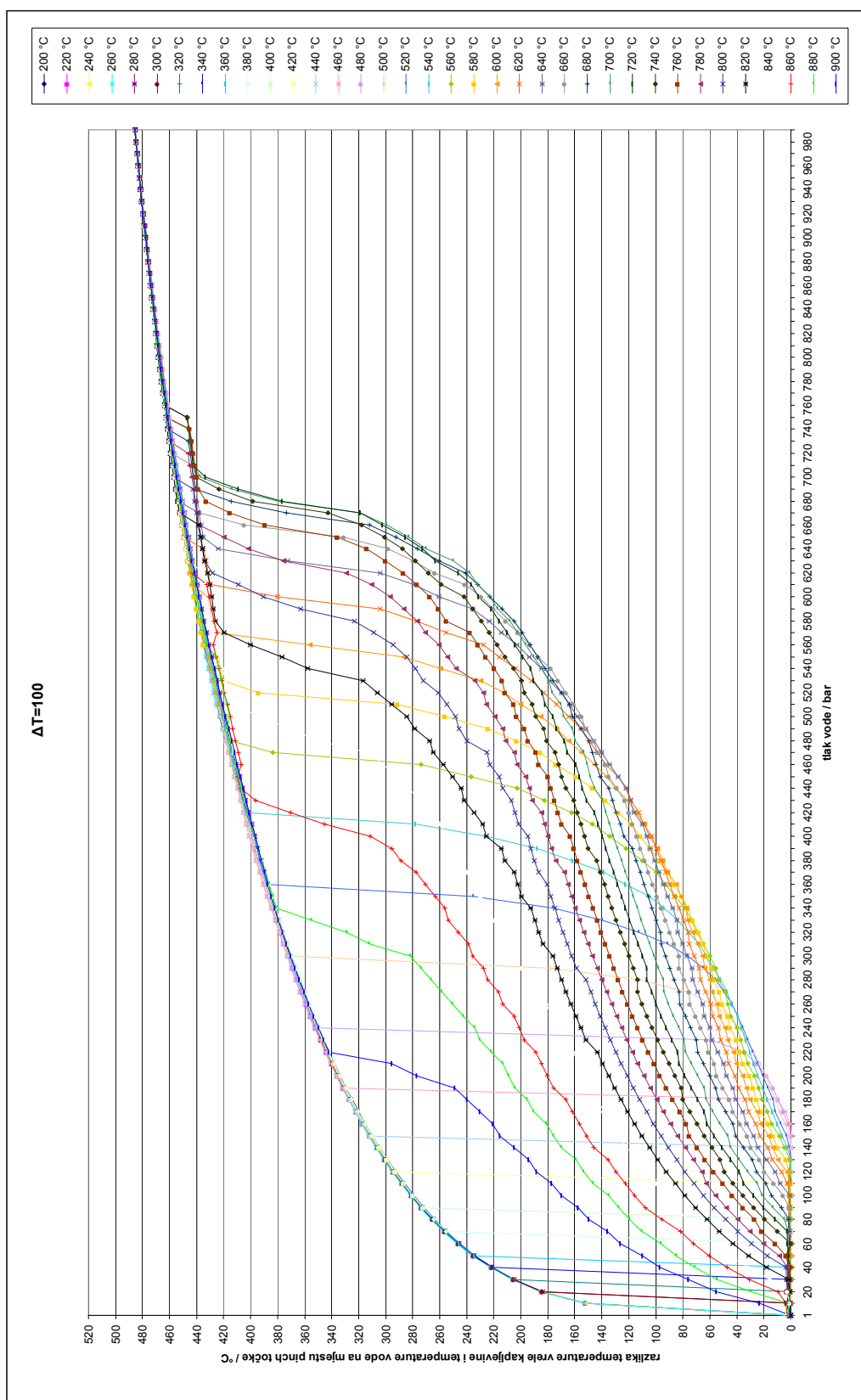
**10.13. Razlika temperature vrele kapljavine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 40 °C**



10.14. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 60 °C

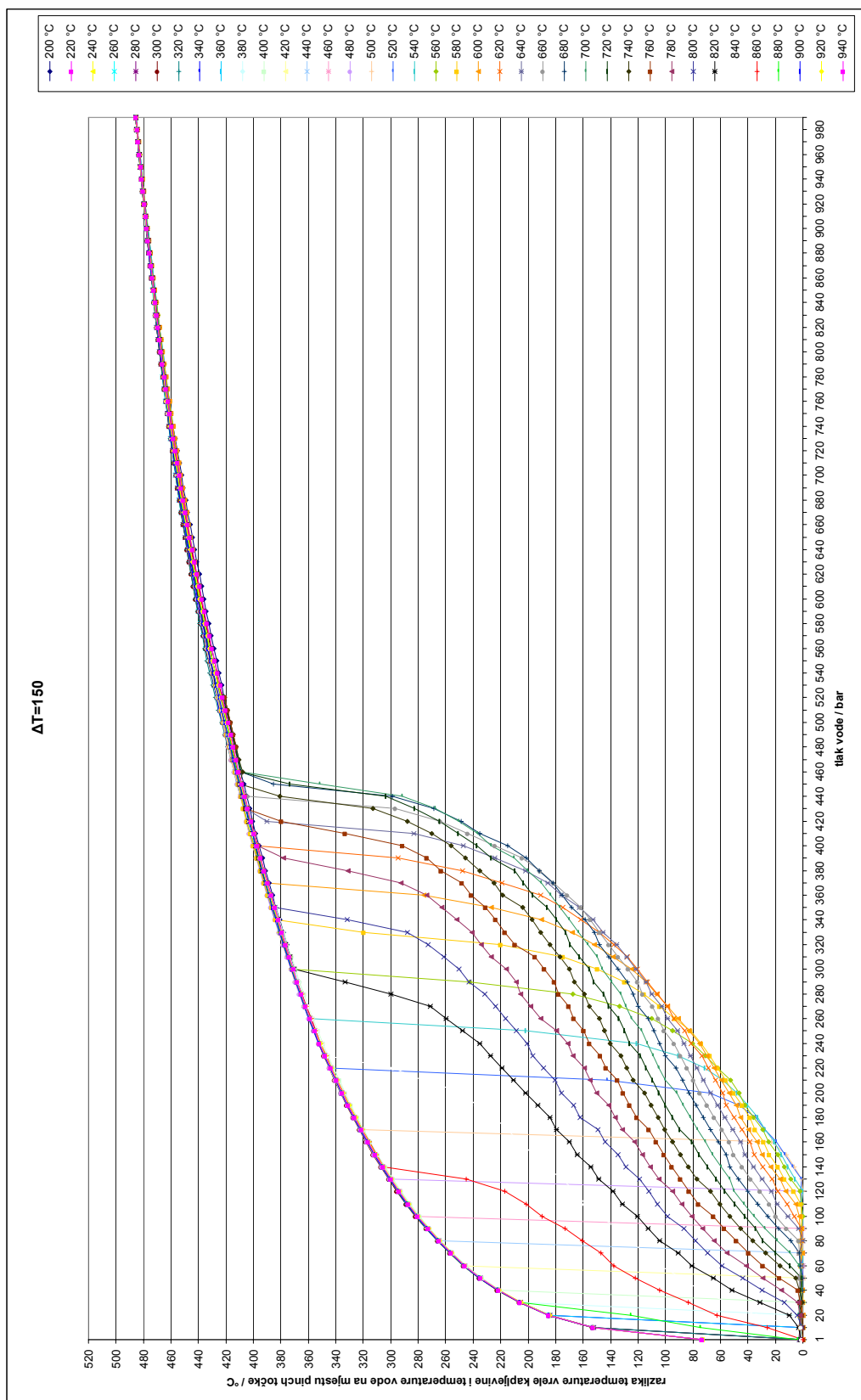


10.15. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 80 °C

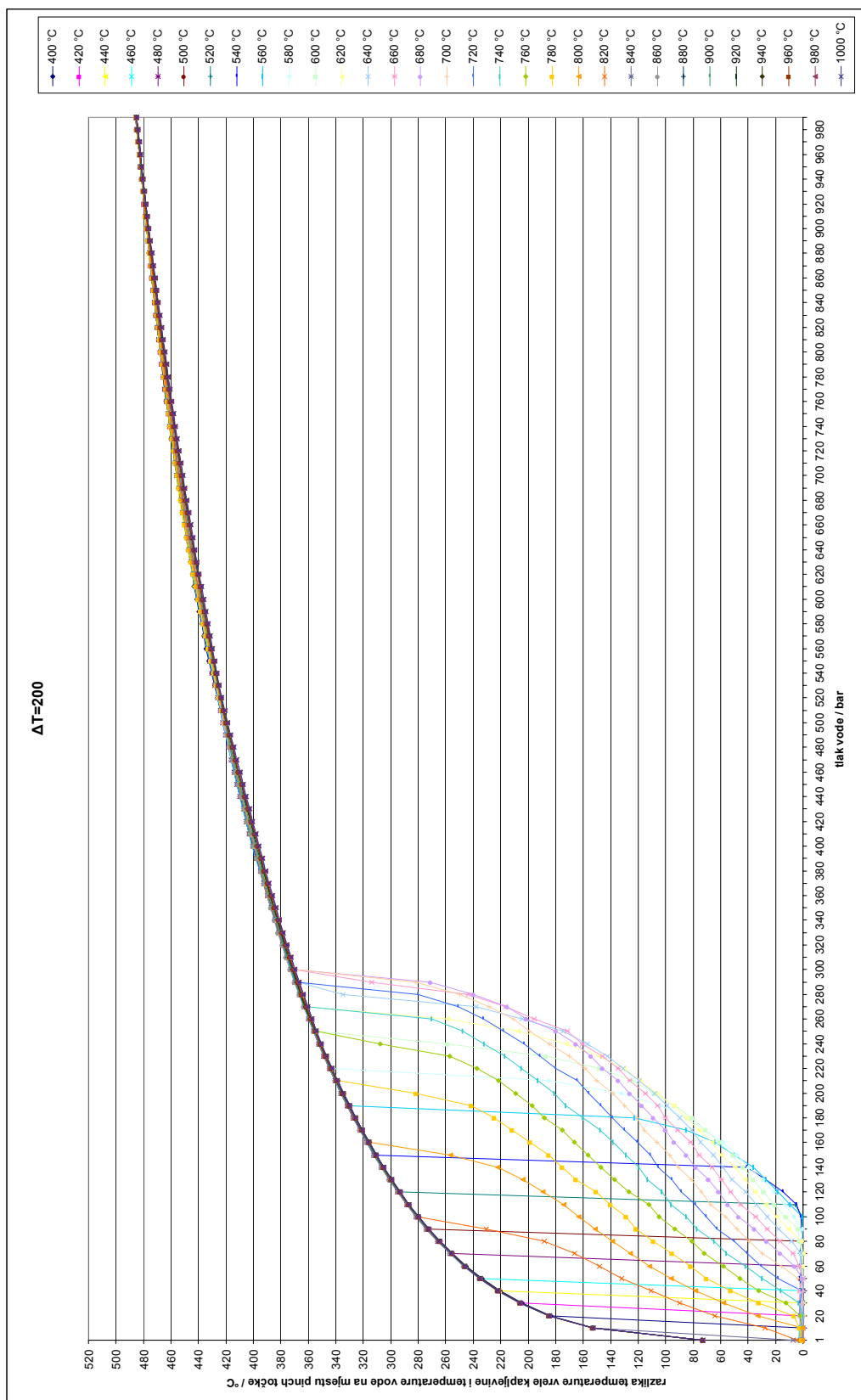


10.16. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 100  $^{\circ}\text{C}$

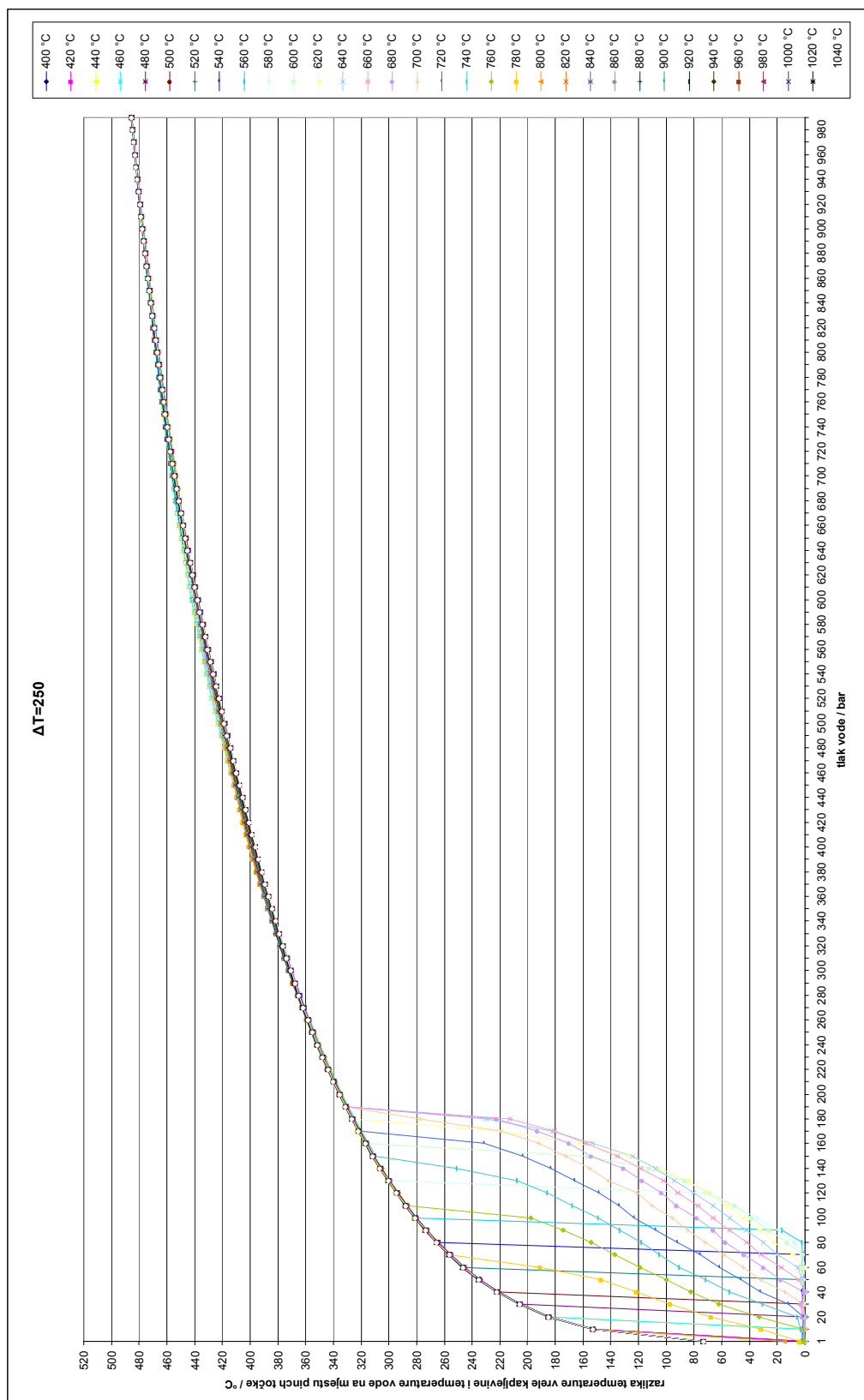




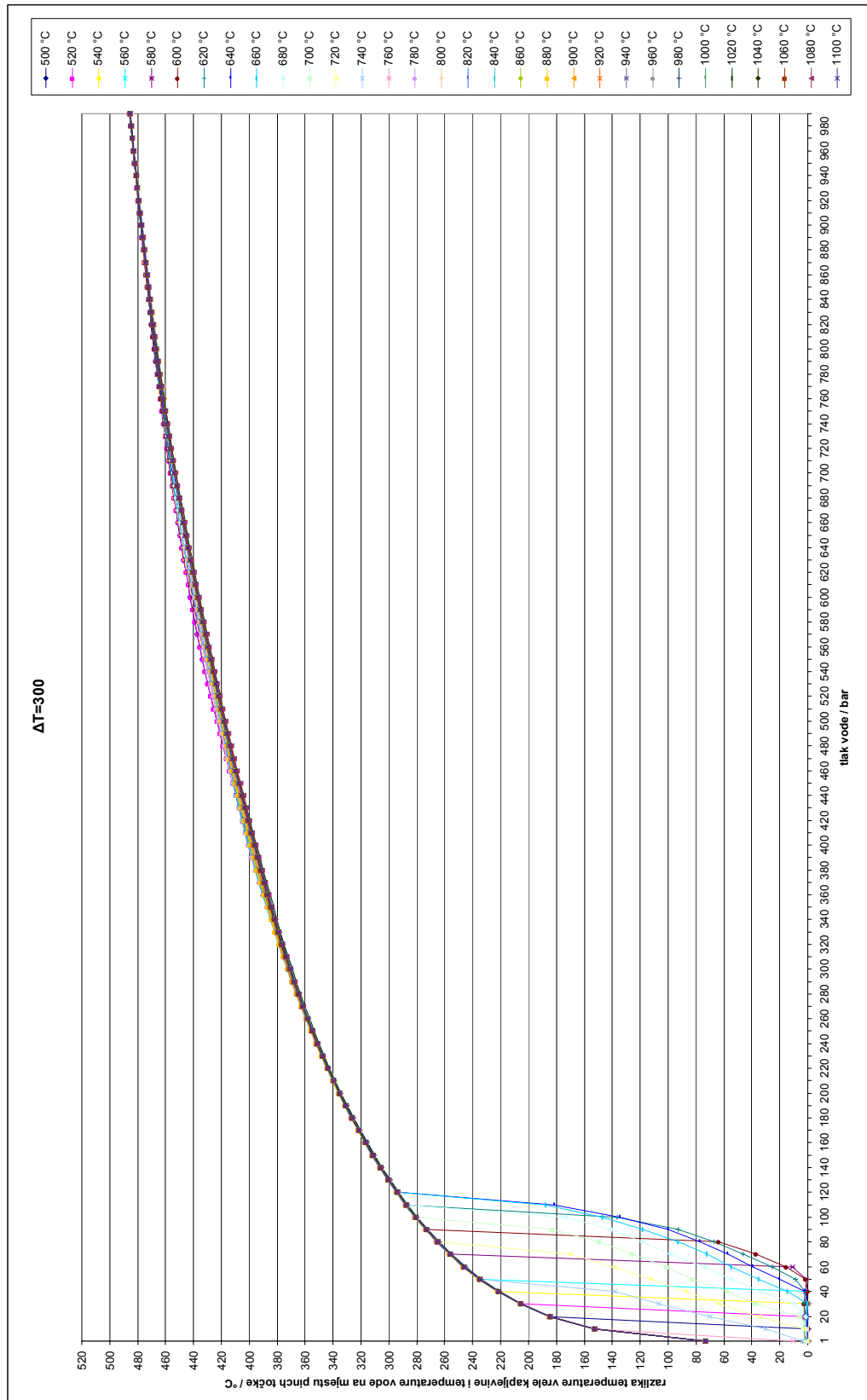
10.17. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 150 °C



10.18. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 200 °C



10.19. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 250 °C



**10.20. Razlika temperature vrele kapljevine i temperature vode na mjestu položaja pinch točke kada razlika temperature d. p. i vode na ulazu d. p. u generator pare iznosi 300 °C**

## ŽIVOTOPIS AUTORA

Mislav Čehil rođen je 17. 08. 1978. u Zagrebu. Osnovnu školu 'Ante Kovačić' i prirodoslovno - matematičku gimnaziju 'Lucijan Vranjanin' završio je u Zagrebu s odličnim uspjehom. Nakon gimnazije upisuje Fakultet strojarstva i brodogradnje u Zagrebu gdje diplomira 2003. godine s prosječnom ocjenom 4.59 i stječe zvanje diplomiranog inženjera strojarstva. Iste godine zapošljava se na Fakultetu strojarstva i brodogradnje kao znanstveni novak. Održavao je vježbe iz kolegija 'Generatori pare', 'Termoenergetska postrojenja' i 'Projektiranje energetske postrojenja'. Tijekom rada na Fakultetu bavio se matematičkim modeliranjem i optimizacijom rada termoenergetskih postrojenja. Govori i piše engleski jezik.

## CURRICULUM VITAE

Mislav Čehil was born on the 17th of August 1978 in Zagreb. He has finished elementary school 'Ante Kovačić' and high school 'Lucijan Vranjanin' in Zagreb with honors. After high school he enrolled the Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture in Zagreb where he graduated in the year 2003 with an average grade of 4.59 and received B.Sc degree in mechanical engineering. That same year he started to work at the Faculty of Mechanical Engineering in Zagreb as a research assistant. He participated in the courses 'Steam generators', 'Thermal power plants' and 'Design of power plants'. While working at the Faculty his main research area was the mathematical modeling and optimization of thermal power plants. He is fluent in English.